DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA PARA OBTENCIÓN DE HUEVOS DE *SITOTROGA* EN LA EMPRESA BIOAGRO

JUAN CARLOS DÁVILA QUINTERO

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2014

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA PARA OBTENCIÓN DE HUEVOS DE *SITOTROGA* EN LA EMPRESA BIOAGRO

JUAN CARLOS DÁVILA QUINTERO

Proyecto presentado como requisito para optar el título de Ingeniero Mecánico

Director
HECTOR FABIO QUINTERO RIAZA
M. Sc. Ph. D

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2014

Nota de aceptación:

_____
_____
_____
_____
_____
_____

_____
Firma del presidente del jurado

_____
Firma del jurado

_____
Firma del jurado

Pereira, 12 de noviembre de 2014

DEDICATORIA

A mis padres porque gracias a ellos soy quien soy, a mi hermano por ser incondicional, a mi esposa por comprenderme y siempre apoyarme, a mi hijo que es mi motivación más grande.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus agradecimientos a:

Héctor Fabio Quintero R., Ingeniero Mecánico y Director del presente trabajo de grado por sus apreciaciones, disposición e intervenciones, que fueron un soporte valioso para la realización del trabajo.

Luis Evelio Barco, por abrirme las puertas de su empresa BIOAGRO, y confiar en el trabajo a realizar.

Víctor Rivera Escobar, por su apoyo y colaboración para la ejecución del trabajo.

Luis Alejandro Correa, compañero de clases, por brindarme la idea del tema del proyecto de grado.

A mis compañeros de trabajo y a mi jefe, por todos sus consejos y aportes oportunos para la realización del presente trabajo.

A mi familia, que siempre me ha apoyado y que me ha permitido crecer espiritualmente y ahora profesionalmente.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS

LISTADO DE TABLAS

RESUMEN

El presente documento comprende el diseño y construcción de una máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, en la empresa Bioagro situada en Cartago, Valle del Cauca. El *Sitotroga* es un insecto utilizado en esta empresa de control biológico, como materia prima para la producción de *Trichogramma sp*. El cual, a su vez, es un insecto benéfico que se emplea en el control de plagas en diversos cultivos, tales como la caña de azúcar, maíz, soya, entre otros.

La empresa Bioagro venía realizando el proceso de clasificación para obtención de huevos de *Sitotroga* por método manual, dicho proceso consiste en separar tres componentes, los cuales son mariposas, huevos de *Sitotroga* y polvillo. Una vez comprendidas las necesidades de la empresa se identificó una oportunidad de mecanizar este proceso y se dio inicio al proyecto de construcción de la máquina.

Para la realización del trabajo se hizo énfasis en la aplicación de diferentes conocimientos adquiridos en el transcurso de la formación como ingeniero mecánico, se enfoca en la clasificación de los huevos de *Sitotroga* a partir de una máquina que funciona bajo el principio de desbalanceo mediante una masa excéntrica, utilizando los conceptos de vibraciones mecánicas y diseño de máquinas.

La máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga* representa una herramienta útil para la realización de esta actividad, ya que permite a la empresa la estandarización del proceso, garantizando una oportunidad de aplicar estrategias basadas en la calidad, encaminada en alcanzar el nivel de competitividad que el mercado requiere, realizando sus actividades de una mejor manera, con menores costos y en menor tiempo.

INTRODUCCIÓN

En el país se vienen implementando programas de manejo integrado de plagas en varios cultivos, tales como tomate, soya, frijol, sorgo, maíz, caña de azúcar, entre otros. Con el fin de evitar el uso de insecticidas y permitir la restauración de los ecosistemas alterados en su equilibrio biológico, se utilizan insectos benéficos como el *Trichogramma*. La empresa Bioagro ubicada en Cartago, Valle del Cauca, en uno de sus procesos obtiene huevos de *Sitotroga*, los cuales mediante parasitación sirven para producción de *Trichogramma*.

Al interior de la empresa se producen diferentes insectos plaga, que sirven de hospederos a las crías de los insectos benéficos que comercializan. El *Sitotroga cerealella* es una de las plagas que se multiplican en Bioagro; dicho insecto es considerado como plaga porque en sus estados inmaduros se alimentan de granos secos tales como el maíz, sorgo, trigo, arroz, que lo convierte en un gran problema en las bodegas de almacenamiento de alimentos. El tamaño y calidad nutricional de sus huevos, asociado a la relativa facilidad de su cría en cautiverio, hacen del *Sitotroga* el hospedero ideal para albergar al parasitoide *Trichogramma,* que es el insecto benéfico que comercializa el laboratorio.

Con la intención de cubrir las necesidades de selección para obtención de huevos de *Sitotroga* en la empresa Bioagro, adaptando los objetos y las ideas en busca de un producto final innovador, se realiza el planteamiento del problema, definiendo las condiciones iniciales y proyectando el diseño y construcción de una máquina clasificadora, la cual debe estar en capacidad de separar tres componentes, los cuales son mariposas, huevos de *Sitotroga* y polvillo. La máquina es una propuesta alternativa al método manual mediante zarandeo utilizado en la empresa, se busca ahorrar tiempo en la ejecución del proceso, mejorar las condiciones de salud ocupacional para los trabajadores y hacer crecer la empresa mediante mejoramiento continuo y tecnificación de sus procesos.

El diseño y construcción de la máquina clasificadora para obtención de *Sitotroga* será realizado en cuatro etapas, que permitirán desarrollar el proyecto en un orden lógico y organizado.

Etapa 1. Delimitación. Se realizará un diagnóstico orientado a conocer la forma en que se ha venido efectuando el proceso de cernido para conocer el espacio del que se dispone para la adecuación de la máquina. Se identificarán las condiciones necesarias para el diseño de cada uno de los componentes de la máquina clasificadora, tales como velocidad de operación, energía suministrada, cantidad y tamaño de la mezcla orgánica a separar, tiempos de procesamiento a reducir y demás aspectos que se deban conocer para un óptimo diseño mecánico.

Etapa 2. Diseño. Con base en los requerimientos técnicos del proceso de obtención de los huevos de *Sitotroga* se efectuará el diseño de la máquina clasificadora, en el que se incluirá el principio de funcionamiento, la descripción de partes, dimensiones y especificaciones técnicas relevantes. Luego como etapa preliminar de la construcción, se escogerán materiales para construir la máquina clasificadora, que se ajusten tanto a las condiciones del prototipo teórico así como al presupuesto ofrecido por el empresario.

Etapa 3. Construcción. Se elaborarán planos de construcción, con los cuales se realizará la adquisición de materiales, y con ellos se procederá a darle forma al sistema de clasificación para obtención de huevos de *Sitotroga*. Una vez ensamblada la máquina clasificadora, se realizarán ensayos para verificar el correcto funcionamiento del sistema y si es el caso efectuar los respectivos ajustes o correcciones para asegurarse de que la máquina sea de utilidad para la empresa Bioagro.

Etapa 4. Entregables. Se elaborará el manual de operación que detalle cómo funciona la máquina clasificadora, y como se debe manipular el producto que pasa por este proceso. También se incluirá un plan de mantenimiento preventivo que permita asegurar la disponibilidad de la máquina en el proceso. Por último se compartirá la información recolectada durante todo el proceso de diseño y construcción de la máquina clasificadora con el personal de la empresa interesado, con el fin de resolver cualquier tipo de duda suscitada al proceso.

GLOSARIO

AGRO: Campo, tierra de labranza.

ÁRBOL: Barra fija o giratoria que en una máquina sirve para soportar piezas rotativas o para transmitir fuerza motriz de unos órganos a otros.

BENÉFICO: Se refiere al insecto que por su comportamiento natural se considera un aliado del agricultor.

CALIDAD: Grado en el que un conjunto de características inherentes cumple con los requisitos establecidos.

CERNER: Separar con el cedazo, cualquier materia reducida a polvo, de suerte que lo más grueso quede sobre la tela, y lo sutil caiga al sitio destinado para recogerlo.

CHUMACERA: Pieza de metal o madera, con una muesca en que descansa y gira cualquier eje de maquinaria.

CLASIFICAR: Ordenar o disponer por clases.

ESTANDARIZAR: Ajustar a un tipo o norma**.**

EXCÉNTRICA: Pieza que gira alrededor de un punto que no es su centro geométrico.

FATIGA: Pérdida de la resistencia mecánica de un material, al ser sometido largamente a esfuerzos repetidos.

FRECUENCIA: Número de veces que se repite un proceso periódico por unidad de tiempo.

HOSPEDERO: El huevo de insecto que tiene la capacidad de alojar en su interior a estados inmaduros de otro insecto que actúa como parásito y servirle como alimento.

MÁQUINA: Conjunto de aparatos combinados para recibir cierta forma de energía y transformarla en otra más adecuada, o para producir un efecto determinado.

PLAGA: Aparición masiva y repentina de seres vivos de la misma especie que causan graves daños a poblaciones animales o vegetales.

POLVILLO: Partículas pequeñas que se mezclan con los huevos y mariposas, y que están compuestas principalmente por harina proveniente del fraccionamiento del trigo y partes de larvas, pupas y mariposas de *Sitotroga* muertas.

POTENCIA: Cantidad de energía producida o consumida por unidad de tiempo.

PROCESO: Conjunto de actividades mutuamente relacionadas o que interactúan, las cuales transforman elementos de entrada en resultados.

***SITOTROGA CEREALELLA*:** Perteneciente a la familia *Gelechiidae,* del orden lepidóptera; es un insecto cosmopolita que se encuentra muy difundido a nivel mundial atacando, tanto en el campo como en almacenes diferentes granos. El proceso de metamorfosis lleva a la palomilla por cuatro etapas: huevo, larva, pupa y adulto.

TECNIFICAR: Introducir procedimientos técnicos modernos en las ramas de producción que no los empleaban.

TRICHOGRAMMA: Las avispas *Trichogramma* son unos pequeños insectos *himenópteros*, de aproximadamente 0,3 mm de longitud, parasitan los huevos de varios insectos que pueden llegar a ser plaga en los cultivos. Son fáciles de transportar y liberar en campos que sufran ataques de plagas, con el fin de realizar control biológico.

VIBRACIÓN: Dicho de un cuerpo elástico: Oscilar alternativamente en torno a su posición de equilibrio.

ZARANDEAR: Mover algo con prisa, ligereza y facilidad

CAPÍTULO I
DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Bioagro ubicada en Cartago, Valle, está dedicada a la investigación y producción biológica de agentes benéficos, útiles en el control de diversas plagas que afectan negativamente la producción agropecuaria, actualmente cuenta con la licencia No. 4631 del 23 de noviembre de 2011, que brinda el Instituto Colombiano Agropecuario (ICA). Bioagro es una empresa que se encuentra comprometida con el medio ambiente y la satisfacción total de sus clientes.

Uno de los productos que comercializa la empresa son los huevos de *Sitotroga* parasitados con *Trichogramma,* el proceso para su obtención genera cuellos de botella en el área de producción, debido a que es totalmente manual. En el proceso el operario todos los días debe separar, mediante un proceso de zarandeo, una mezcla orgánica que se encuentra contenida en promedio 400 tarros de 1 galón cada uno. Cada tarro contiene mariposas de *Sitotroga*, sus huevos y desperdicios de trigo, todos estos provenientes de un proceso de laboratorio preliminar. Adicional al zarandeo se cuenta con un sistema de aspiración por ventilador de los desperdicios de trigo, el problema se presenta debido a que como resultado del método de zarandeo ineficiente se escapan algunas mariposas las cuales se necesitan para que sigan aportando huevos en días posteriores.

Debido a estos problemas, en la empresa Bioagro se define como prioridad implementar un dispositivo que permita separar los huevos de *Sitotroga* y las mariposas en contenedores diferentes, evitando pérdidas y demoras en el proceso productivo. Otro de los problemas del proceso es la polución del aire ocasionada por la aspiración de los desperdicios livianos de la mezcla orgánica, estos se conducen y se liberan al ambiente. Sin embargo se puede notar en las instalaciones de la empresa pequeñas partículas en el aire, y el personal de operación de la planta, a pesar que protege sus vías respiratorias constantemente, sufre de problemas virales que posiblemente estén asociados a su entorno laboral.

1.2 SISTEMATIZACIÓN DEL PROBLEMA

- ¿Se puede realizar el proceso de clasificación de huevos de *Sitotroga* de una forma más eficiente?

- ¿Existen métodos para eliminar el polvillo en el ambiente generado durante el proceso de extracción de huevos?

- ¿Qué controles utiliza la empresa Bioagro para reducir la pérdida de mariposas durante el proceso?

- ¿Le permite a la empresa Bioagro el proceso actual cumplir a tiempo con la entrega del producto proveniente de este proceso?

- ¿La capacidad de producción de huevos de *Sitotroga* de la empresa es acorde con la demanda en el mercado?

1.3 DELIMITACION

La construcción de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, se llevó a cabo en la empresa Bioagro, la cual se encuentra ubicada en la carrera 2A No. 1E-37 barrio Ortes, en la ciudad de Cartago (Valle). Bioagro es un laboratorio dedicado a la investigación y producción biológica de agentes benéficos útiles en el control de diversas plagas que afectan negativamente la producción agropecuaria. La empresa cuenta con un selecto grupo de personas altamente capacitadas en la aplicación de técnicas biotecnológicas en cría, producción y manejo de insumos biológicos, así como asesoría profesional.

Para la realización del presente trabajo de grado se hizo énfasis en la aplicación de diferentes conocimientos adquiridos en el transcurso de la formación como ingeniero mecánico, se enfoca en la clasificación de los huevos de *Sitotroga* a partir de una máquina que funciona bajo el principio de desbalanceo mediante una masa excéntrica, utilizando los conceptos de vibraciones mecánicas y diseño de máquinas.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo general

Diseñar y construir una máquina clasificadora para obtención de huevos de *Sitotroga* acorde con las necesidades de la empresa Bioagro.

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar las condiciones iniciales del proyecto para tener en cuenta las limitaciones existentes.

- Establecer los requerimientos técnicos que deben cumplir los componentes de la máquina clasificadora.

- Realizar el diseño de la máquina clasificadora para obtención de huevos de *Sitotroga*.

- Seleccionar materiales de construcción de la máquina cernidora que se ajusten a las condiciones de diseño mecánico y al presupuesto ofrecido por el empresario.

- Construir la máquina clasificadora con cada uno de los dispositivos que se hayan planeado en el proceso de diseño para realizar el proceso completo de obtención de huevos de *Sitotroga.*

- Elaborar los correspondientes instructivos de uso adecuado de la máquina clasificadora y de sus componentes.

1.5 JUSTIFICACIÓN

Con la implementación de una máquina clasificadora se obtendrá un mayor rendimiento en el proceso de producción de los huevos de *Sitotroga* en la empresa Bioagro, Al mecanizar el proceso, se efectuará en menos tiempo y la mano de obra empleada podrá utilizarse para el desarrollo de otras actividades. Además, la separación de los componentes de la mezcla orgánica descrita en el planteamiento del problema se podrá hacer de una forma eficiente, asegurando que no existan pérdidas de los agentes benéficos mediante una correcta ubicación en contenedores diferentes para su fácil utilización en la cadena productiva de *Sitotroga*. En cuanto a la contaminación del aire debida a los desperdicios del proceso, se incluirá en el diseño de la máquina un dispositivo que permita controlar y retener estas partículas, que resultan perjudiciales para los integrantes de la empresa y para el medio ambiente.

1.6 ANTECEDENTES

Para el proceso se utiliza trigo, el cual debe ser tratado previamente para evitar al máximo la infestación por plagas. Para ello se utilizan canecas con capacidad de 55 galones en las cuales se deposita el trigo, ver Figura 1. El operario aplica una pastilla de fosfuro de aluminio en el centro de la caneca envuelta en una pieza de tela, para que no se pierda el producto ya que es demasiado volátil.

Figura 1. Alimentación de trigo al proceso

Fuente: Bioagro

Las bandejas enmalladas donde va a ir el trigo, son sumergidas por el operario en ACPM, las deja reposar de un día para otro y luego procede a llenarlas de trigo tratado. El gabinete debe recibir el mismo tratamiento que las bandejas, cada bandeja de recolección de huevos de *Sitotroga cerealella*, lleva de 3 a 4 kilos de trigo. Son 6 bandejas por gabinete, entonces alrededor de 24 kilogramos de trigo cada uno.

Después de este proceso cada bandeja se infesta por el operario con aproximadamente 4 gramos de huevo de *Sitotroga*. En los 30 días siguientes a la infestación con los huevecillos, los gabinetes no se manipulan. Únicamente cada 3 días se le hace aseo al cuarto de cría, trapeado con ACPM el suelo.

A cabo de estos 30 días la polilla ya debe haber cumplido su ciclo, comenzándose a notar la presencia de adultos en los embudos plásticos. Cuando ya se tienen polillas, se pasa a colocarle a los gabinetes en su parte inferior tarros, para la recolección de los huevos, los cuales en su gran mayoría quedan depositados en el fondo del recipiente; así mismo cada porrón lleva una cartulina en forma de biombito (zigzag), que se coloca inclinada hacia el centro del tarro con el fin de distraer y recolectar la mayor parte de ácaros que contaminan los huevos.

A los 3 o 4 días de haber puesto los porrones por primera vez, se realiza la recolección de huevos. Cuando ya se establece la oviposición, se comienza a sacar huevos diariamente. Actualmente, se obtienen de 3 a 4 gramos de huevos por día de cada gabinete. Los gabinetes con trigo, duran de 2 a 2 ½ meses produciendo huevos, al cabo de los cuales comienza a declinar la producción promedio diaria de huevos; por consiguiente se hace indispensable renovar tanto el trigo, como el hospedero.

Los dos meses y medio de producción permanente de huevos se cuentan a partir de la aparición de las primeras polillas de *Sitotroga*. Es decir que en realidad la renovación se hace cada tres meses y medio, contando los primeros 30 días que se necesitan para que la polilla cumpla su ciclo total.

1.6.1 Recolección de huevos y cernido

Los operarios hacen recolección diaria de los porrones o tarros de plástico, cuando hay producción constante. Los porrones deben ir debidamente numerados, lo mismo que los gabinetes, ver Figura 2. Deben existir 4 porrones con el mismo número, para ir haciendo la rotación diaria. El cernido lo hacen al otro día de la recolección del porrón, para que las polillas allí presentes, ovipositen un poco más.

Figura 2. Tarros con mariposas y huevos de *Sitotroga*

Fuente: Bioagro

Luego de juntar el producto de 4 tarros en 1, se pasa esta mezcla a un tarro con una malla en el fondo y el operario con un movimiento manual realiza un primer cernido como se observa en la Figura 3.

Figura 3. Pre cernido

Fuente: Bioagro

Después de realizar el primer cernido se pasan las mariposas que quedaron dentro del tarro a otro depósito para reprocesarlas, ver Figura 4.

Figura 4. Mariposas

Fuente: Bioagro

Luego se recoge de la mesa el producto resultante y se vuelve a cernir mediante un colador para recolectar los huevos como se ve en la Figura 5.

Figura 5. Cernido con colador

Fuente: Bioagro

Esta limpieza de huevos se efectúa con ayuda de un extractor de aire, el cual hace que vayan quedando totalmente limpios de polvo, escamas y residuos de polillas, así como de impurezas en general. Este proceso se realiza varias veces hasta obtener los huevos libres de toda impureza, ver Figura 6.

Figura 6. Reproceso de cernido

Fuente: Bioagro

Los huevos limpios y frescos de *Sitotroga* recolectados, ver Figura 7, son utilizados inmediatamente para parasitismo por *Trichogramma*, esparciéndolos sobre cartulinas engomadas. También son usados para reinfestación de gabinetes de *Sitotroga*, alimentación de *Chrysoperla*, y en caso de no tener utilidad en el momento se guardan en la nevera, para su posterior utilización.

Figura 7. Huevos de *Sitotroga*

Fuente: Bioagro

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

2.1 VIBRACIONES

Según la norma ISO 2041 en relación con la terminología de las vibraciones, se establece que:

"La vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio de referencia."

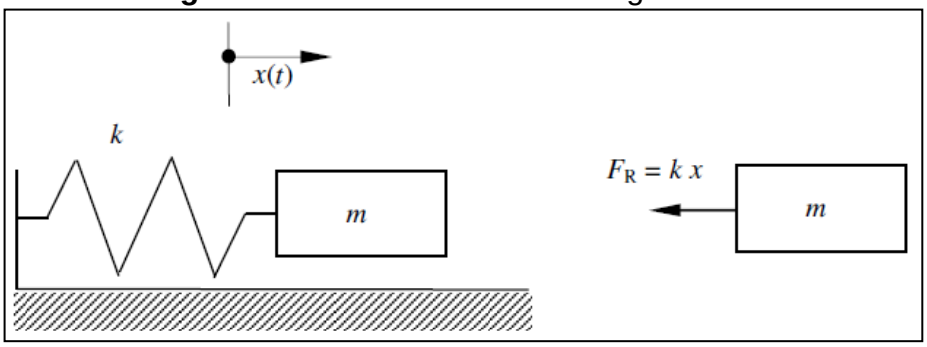
2.1.1 Vibraciones Libres. Las vibraciones son fluctuaciones de un sistema mecánico o estructural alrededor de su posición de equilibrio. Se presenta la vibración cuando un elemento con una inercia es desplazado de su posición de equilibrio debido a una energía adicionada al sistema mediante una fuente externa. El estudio de las vibraciones permite obtener un modelo simple para el estudio de la respuesta de un sistema ante una perturbación inicial. Se considera el caso sin amortiguamiento y amortiguado. En la vibración sin amortiguamiento, la energía inicial suministrada al sistema varía entre la energía cinética y la energía potencial. Cuando existe alguna forma de disipación de energía requiere considerar el sistema amortiguado. Todos los sistemas presentan un amortiguamiento aunque sea pequeño, [1].

Un sistema vibrando libremente, en general, incluye un medio de almacenar energía potencial (un resorte o un medio elástico), un medio de almacenar energía cinética (masa o inercia), y un medio por el que la energía es liberada gradualmente (amortiguador).

La vibración de un sistema involucra la transferencia alternativa de su energía potencial a energía cinética y de energía cinética a energía potencial. Si el sistema tiene amortiguamiento, parte de su energía es disipada en cada ciclo de la vibración.

En la Figura 8 se presenta el modelo para las vibraciones libres sin amortiguamiento mediante el cuerpo de masa *m* [kg] y el resorte de rigidez k [N/m]. En la posición mostrada el cuerpo se encuentra desplazado de su posición de equilibrio, cuando el bloque es liberado, el resorte ejerce una fuerza que empuja al bloque hacia su posición de equilibrio, convirtiendo su energía potencial en energía cinética. Por lo tanto, el resorte ejerce una fuerza en sentido contrario de magnitud *kx*.

Figura 8. Sistema libre sin amortiguamiento



Fuente: [1] QUINTERO R., Héctor Fabio. Pág. 1.

Se pretende ahora desarrollar un modelo matemático que entregue información sobre el comportamiento de las vibraciones. Existen métodos utilizando las leyes de Newton o métodos energéticos. Las condiciones iniciales del problema son:

$$x(0) = x_0 \quad ; \quad \dot{x}(0) = v_0$$

De acuerdo con la 2ª ley de Newton, la ecuación del sistema es:

$$m \cdot \ddot{x}(t) = -k \cdot x(t) \qquad Ec.1$$

Después de organizar términos, se obtiene

$$m \cdot \ddot{x}(t) + k \cdot x(t) = 0 \qquad Ec.2$$

La solución de la ecuación diferencial es dada por una función sinusoidal:

$$x(t) = A\cos(\omega_n t - \varphi) \qquad Ec.3$$

El término ω_n es una constante que depende de las propiedades del sistema:

$$\omega_n = 2\pi \cdot f_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad Ec.4$$

La frecuencia natural del sistema f_n [Hz], es la frecuencia con la cual vibra el sistema cuando no hay fuerzas externas.

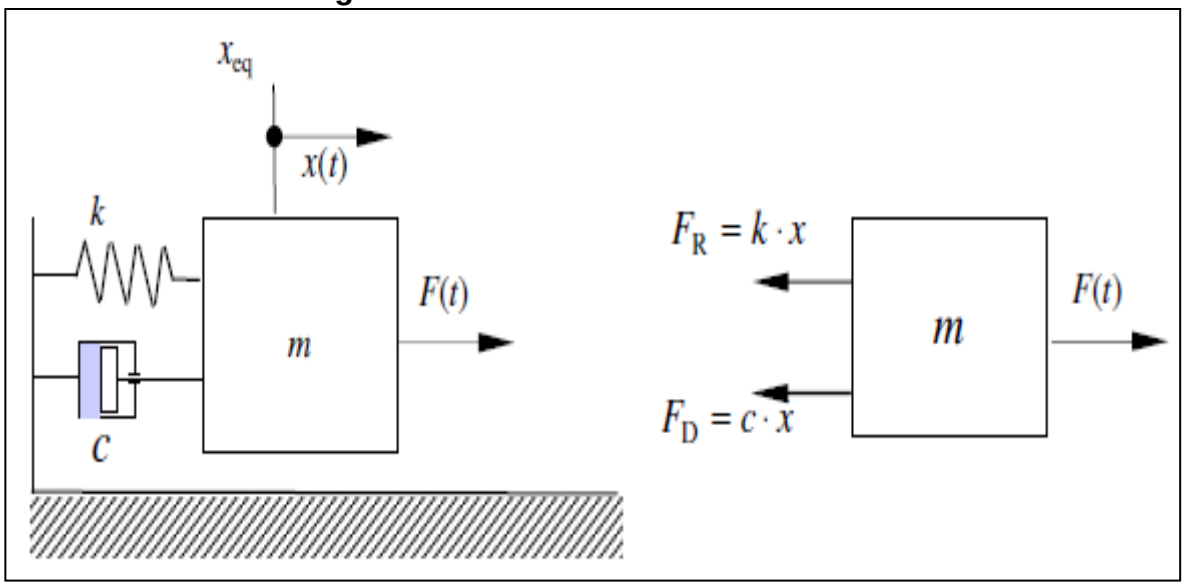
La constante *A* es la amplitud de la vibración y φ es el ángulo de fase. Ambas constantes se determinan de las condiciones iniciales:

$$A = \sqrt{\frac{(x_0 \cdot \omega_n)^2 + {v_0}^2}{{\omega_n}^2}} \quad ; \quad \varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{v_0}{x_0 \cdot \omega_n}\right) \qquad Ec.5$$

2.1.2 Vibraciones Forzadas. Todo componente móvil de una maquinaria genera una fuerza mecánica durante su operación normal. Estas fuerzas surgen de los cambios en las condiciones mecánicas de las máquinas debido a factores como fricción, desgaste, cambios en las condiciones ambientales, variación de las cargas. El conocimiento de las condiciones dinámicas de las máquinas, y cómo estas fuerzas crean componentes de vibración a una frecuencia determinada, es la clave para entender la fuentes de la vibración. La vibración surge debido a una causa física, referida a una fuerza, y cada componente de la vibración es debida a una fuente que produce la fuerza, [2].

En la Figura 9 se representa el diagrama de cuerpo libre de un cuerpo de masa *m*, sometido a una fuerza armónica *F(t)*, con un amortiguador de constante *c* [N m/s], y un resorte de rigidez *k*. El sistema solo tiene movimiento horizontal.

Figura 9. Sistema con vibración forzada



Fuente: [2] QUINTERO R., Héctor Fabio. Pág. 1.

Para obtener la ecuación diferencial del movimiento del sistema, es necesario utilizar la segunda ley de Newton:

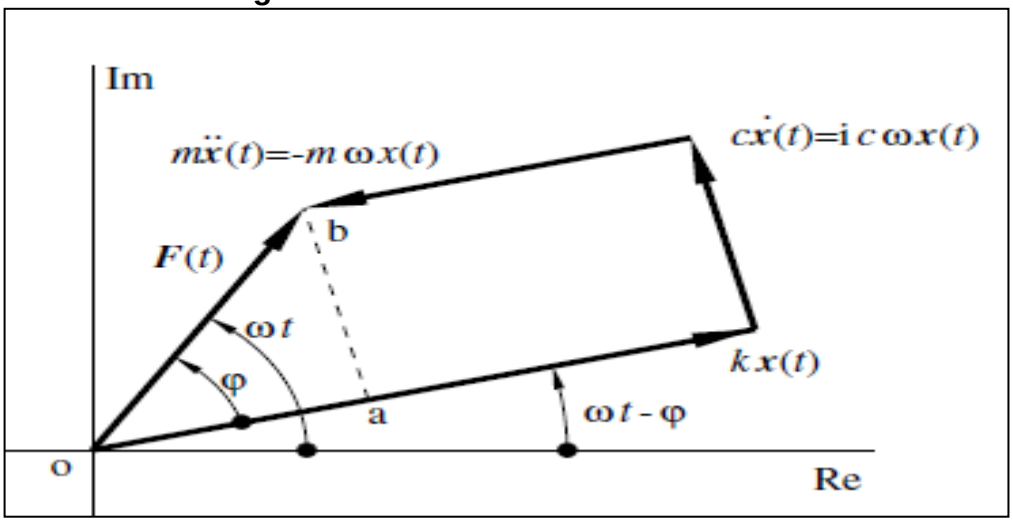
$$m \cdot \ddot{x}(t) + c \cdot \dot{x}(t) + k \cdot x(t) = F(t) \qquad Ec.6$$

Se considera la fuerza como una función armónica de frecuencia ω

$$F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega t) \qquad Ec.7$$

La solución de esta ecuación consta de dos partes, la función complementaria, que es la solución homogénea, y la solución particular. La respuesta en estado estable es una función armónica de igual frecuencia con diferente amplitud y desfasada. Un método para encontrar la amplitud de la vibración de la respuesta del sistema en estado estable, y el ángulo de fase de la respuesta en estado estable, evitando el tratamiento de la solución de la ecuación diferencial, consiste en la representación de los fasores de la ecuación del sistema, la cual se representa en la Figura 10.

Figura 10. Fasores del sistema forzado



Fuente: [2] QUINTERO R., Héctor Fabio. Pág. 2.

La relaciones entre la magnitud de la fuerza, F_0, y la magnitud de la amplitud de la vibración, A, y su ángulo de fase φ, se obtienen de las relaciones geométricas del triángulo *oab*:

$$F_0 = \sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \cdot A \qquad Ec.8$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \qquad Ec.9$$

Se define el parámetro *r* como la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \qquad Ec.10$$

Reemplazando en la ecuación anterior la definición de la frecuencia natural, $\omega_n = {}^{k}/_{m}$ y la relación de amortiguamiento $\zeta = {}^{c}/_{4km}$, y después de simplificar

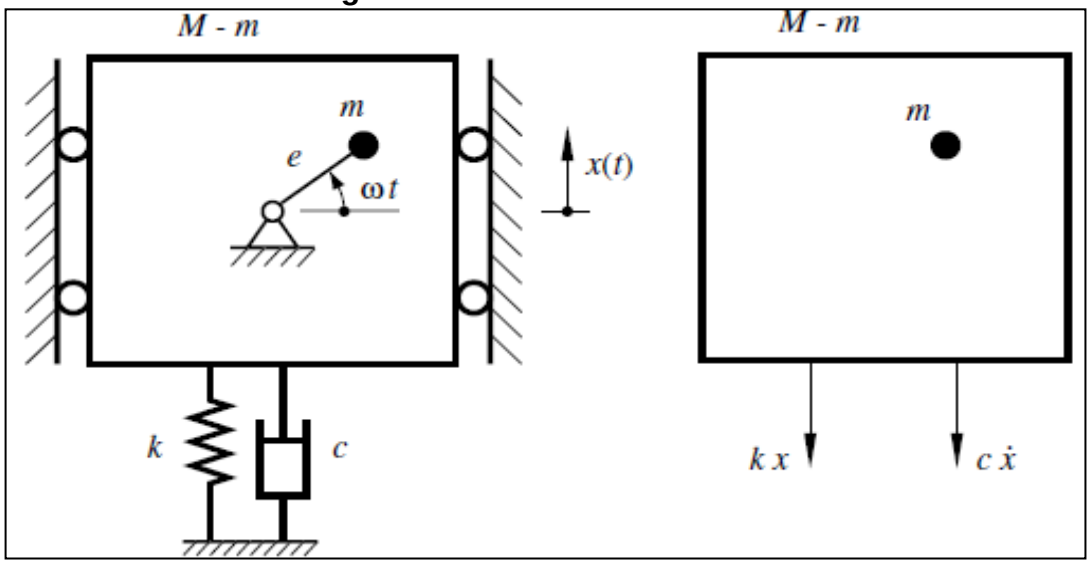
términos, se obtiene la magnitud y el ángulo de fase de la amplitud de la vibración en función de los parámetros r y ζ:

$$A = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \qquad Ec.11$$

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \qquad Ec.12$$

2.1.3 Masa desbalanceada. El desbalanceo en máquinas rotativas es una de las principales causas de vibración. Un modelo simplificado de una máquina es mostrada en la Figura 11. El modelo consiste de una máquina de masa, *M*, con una masa desbalanceada, *m*, girando con velocidad angular constante ω, [2].

Figura 11. Masa desbalanceada



Fuente: [2] QUINTERO R., Héctor Fabio. Pág. 9.

La masa desbalanceada produce una fuerza armónica lo que genera una vibración en la máquina. La ecuación del sistema se obtiene al utilizar la segunda ley de Newton en el sistema mostrado:

$$(M-m)\ddot{x}(t) + m\frac{d}{dt}(x(t) + e\sin\omega t) = -k\cdot x(t) - c\cdot\dot{x}(t) \qquad Ec.13$$

Simplificando términos se obtiene la ecuación del sistema:

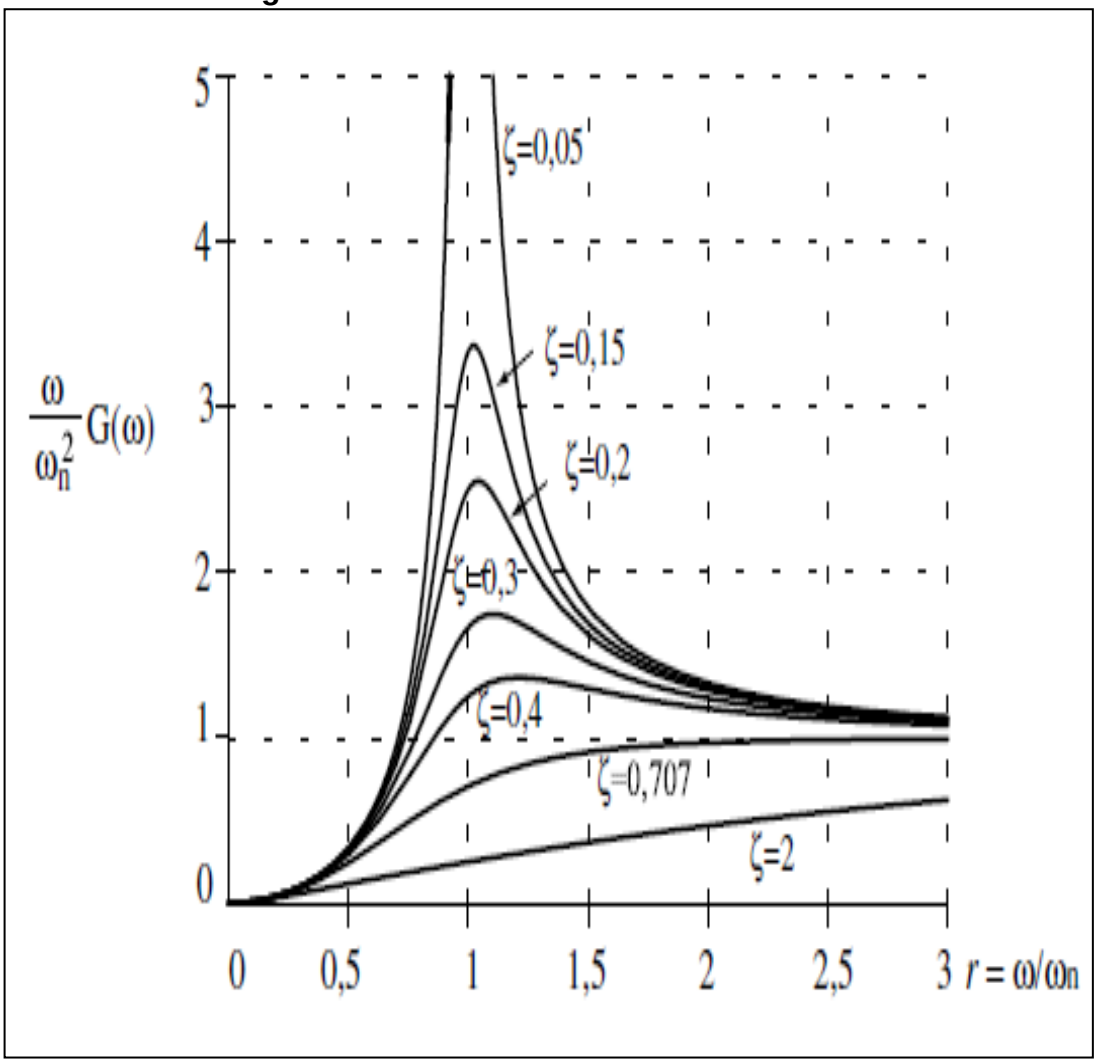
$$M\cdot\ddot{x}(t) + c\cdot\dot{x}(t) + k\cdot x(t) = me\omega^2\sin\omega t \qquad Ec.14$$

La frecuencia natural del sistema es $\omega_n = (k/m)^{1/2}$. La solución se encuentra al considerar la fuerza como $F = me\omega^2$, después de algunas operaciones algebraicas se obtiene:

$$\frac{Mx}{me} = \frac{\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2\right)^2}} = \left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2 \cdot G(\omega) \qquad Ec.15$$

La Figura 12 muestra la relación adimensional $\frac{Mx}{me}$ basado en la ecuación ($Ec.15$).

Figura 12. Factor de relación de frecuencias

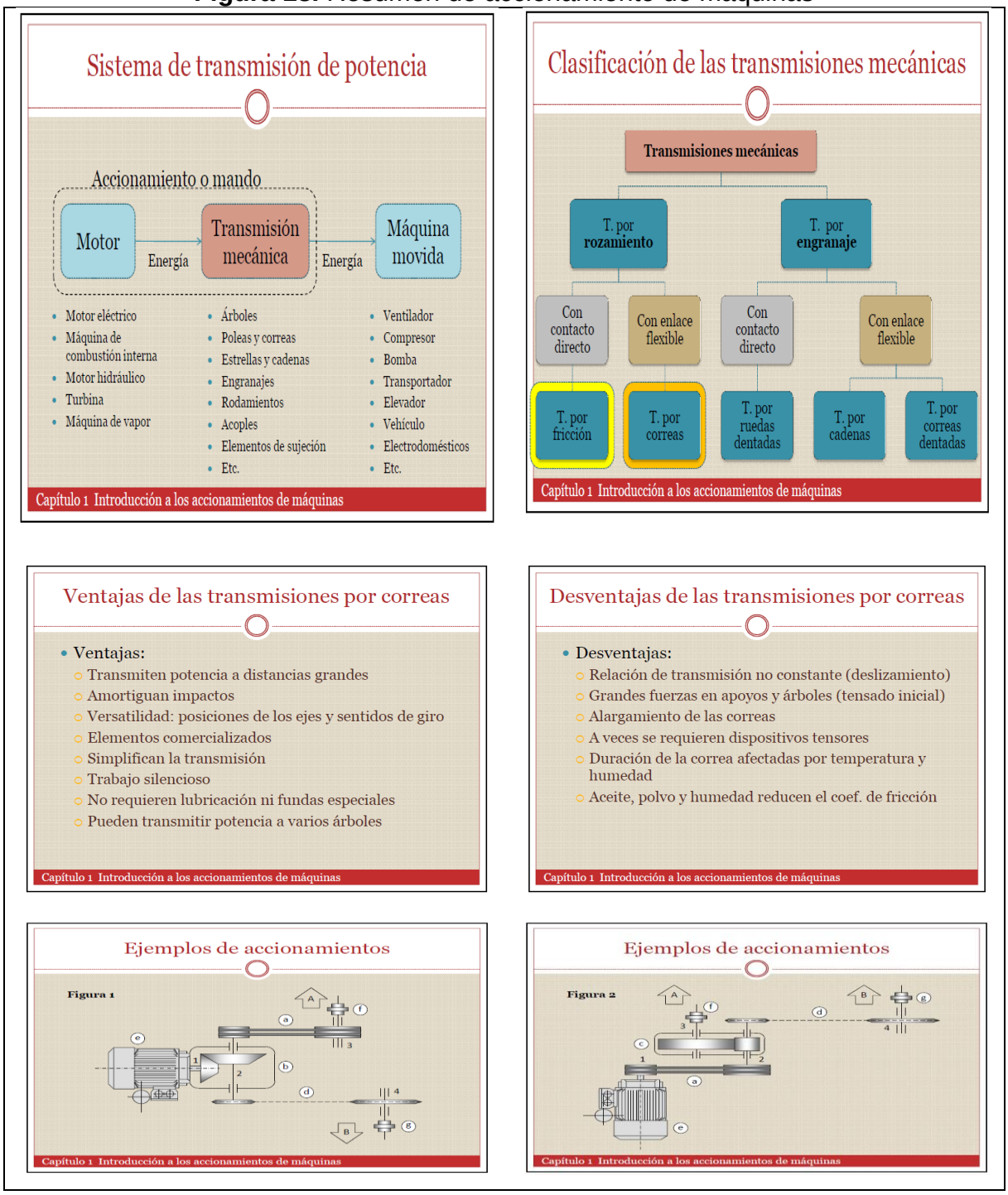


Fuente: [2] QUINTERO R., Héctor Fabio. Pág. 10

2.2 DISEÑO DE MAQUINAS

2.2.1 Introducción a los accionamientos de máquinas

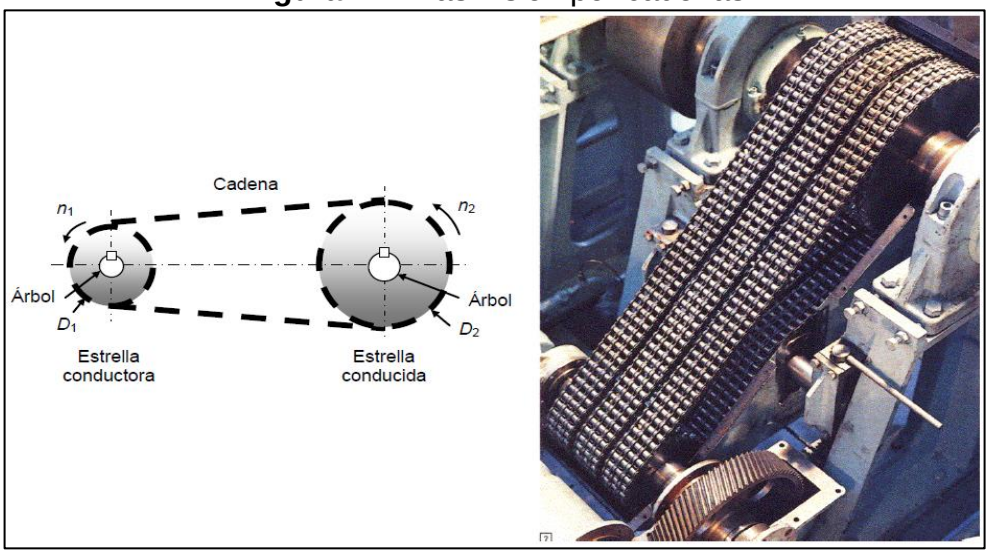
Figura 13. Resumen de accionamiento de máquinas



Fuente: [3] VANEGAS USECHE, Libardo.

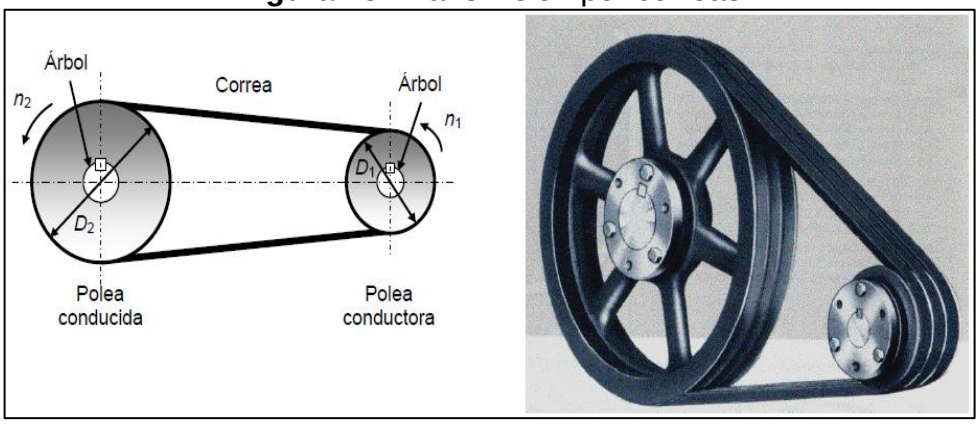
2.2.2 Diseño de Ejes. Los ejes son elementos de máquinas, generalmente de sección transversal circular, usados para sostener piezas que giran solidariamente o entorno a ellos. Algunos elementos que se instalan sobre ejes son ruedas dentadas, poleas, piñones para cadena, acoples y rotores. Los ejes no transmiten potencia y pueden ser giratorios o fijos. Por otro lado, los árboles son elementos que giran soportando pares de torsión y transmitiendo potencia. Las Figuras 14 a 16 muestran transmisiones por cadenas, por correas y por ruedas dentadas, respectivamente, en las cuales la transmisión de potencia se lleva a cabo mediante ejes, poleas, correas, ruedas dentadas, estrellas y cadenas, entre otros elementos, [4].

Figura 14. Trasmisión por cadenas



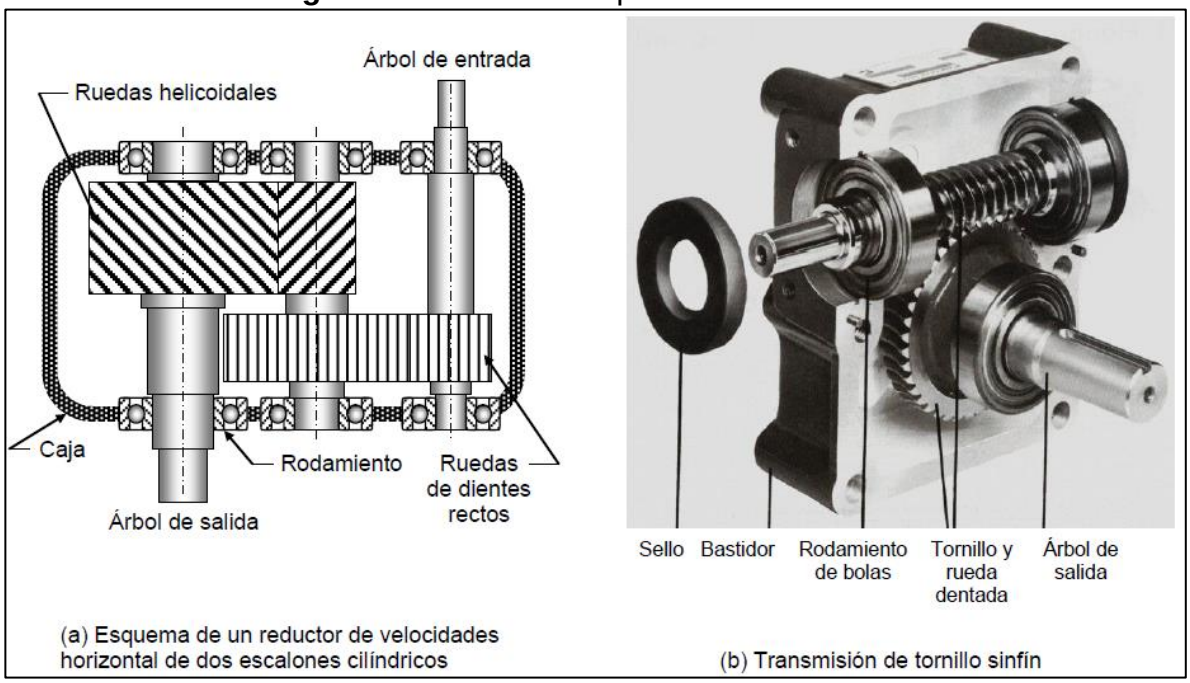
Fuente: [4] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 1.

Figura 15. Transmisión por correas



Fuente: [4] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 2.

Figura 16. Transmisión por ruedas dentadas

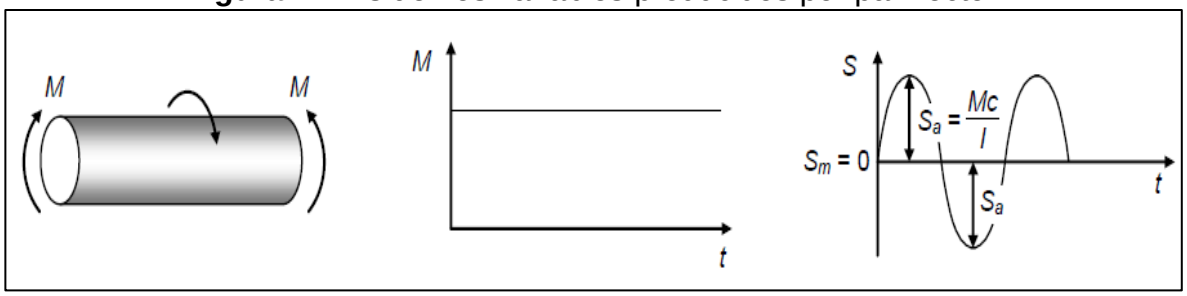


Fuente: [4] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 2.

Los ejes están sometidos a torsión, flexión, carga axial y fuerzas cortantes, y al menos alguna de estas cargas es variable (en un eje girando sometido a un momento flector constante, actúan esfuerzos normales variables). Como los esfuerzos en los ejes son combinados y variables, debe utilizarse la teoría de fatiga para esfuerzos combinados.

2.2.3 Análisis por fatiga de ejes dúctiles. Los ejes soportan cargas variables y, por lo tanto, debe comprobarse su resistencia a la fatiga. Por ejemplo, unas cargas constantes T, M y F en un eje, producen esfuerzos normales variables, ya que el momento flector M es giratorio relativo a un observador parado en un punto del eje rotativo (Figura 17).

Figura 17. Esfuerzos variables producidos por par flector



Fuente: [4] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 16.

A continuación se presentan tres métodos para el análisis por fatiga de ejes con puntos críticos cuando no se tienen en cuenta o no existen esfuerzos producidos por cortante directo y por ajustes forzados. El método von Mises, el método adoptado por Faires y el método ASME.

2.2.3.1 Método von Mises. Este método puede utilizarse para el diseño de árboles que cumplan las siguientes condiciones en el punto a analizar:

a) Material dúctil o frágil.
b) Los esfuerzos normal y cortante varían en fase y con la misma frecuencia (los esfuerzos alcanzan sus valores máximos al mismo tiempo, al igual que sus valores mínimos). Sin embargo, podría utilizarse si esto no se cumple. Se espera que en la mayoría de los casos los resultados sean conservadores.
c) El estado de esfuerzo debidos a ajustes de interferencia y a fuerzas cortantes, si los hay, son despreciables.
d) Si la sección de análisis está sometida a compresión, no existe posibilidad de pandeo del árbol en dicha sección.

Las ecuaciones usadas por este método son las siguientes:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{{\sigma_m}^2 + 3{\tau_m}^2}}{S_y} + \frac{\sqrt{{\sigma_a}^2 + 3{\tau_a}^2}}{S_n} \qquad (Soderberg) \qquad Ec.16$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{{\sigma_m}^2 + 3{\tau_m}^2}}{S_u} + \frac{\sqrt{{\sigma_a}^2 + 3{\tau_a}^2}}{S_n} \qquad (Goodman\ modificada) \qquad Ec.17$$

Donde: $\tau_m = K_{fm(T)} S_{ms} . \tau_a = K_{ff(T)} S_{as} . \sigma_m = K_{fm(F)} S_{m(F)} + K_{fm(M)} S_{m(M)} . \sigma_a = K_{ff(F)} S_{a(F)} + K_{ff(M)} S_{a(M)}$

2.2.3.2 Método adoptado por Faires. Las ecuaciones ($Ec.18$ y $Ec.19$) son válidas para el diseño de ejes que cumplan las mismas condiciones dadas para el método von Mises, con la condición adicional que el árbol sea de material dúctil.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{[K_{ff} S_a]}{S_{nMF}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + \frac{K_{ff(T)} S_{as}}{S_{ns}}\right)^2} : si\ S_m < 0 \qquad Ec.18$$

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{S_m}{S_y} + \frac{[K_{ff} S_a]}{S_{nMF}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + \frac{K_{ff(T)} S_{as}}{S_{ns}}\right)^2} : si\ S_m \geq 0 \qquad Ec.19$$

Donde:

$S_{ys} = 0{,}5\, S_y \;\; y\, S_{ns} = 0{,}5\, S_{nMF}$, para la TECM

$S_{ys} = 0{,}577\, S_y \;\; y\, S_{ns} = 0{,}577\, S_{nMF}$, para la TECO/ Von Mises

$S_{nMF} = k_a k_b k_c k_d k_e S_e{}'$

$$[K_{ff} S_a] = \frac{K_{ff(F)} S_{a(F)}}{0.7}] + K_{ff(M)} S_{a(M)} \qquad Ec.\ 20$$

$K_{ff(F)}, K_{ff(M)}\ y\ K_{ff(T)}$, son factores de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita de carga axial, flexión y torsión respectivamente.

$S_{a(F)}\ y\ S_{a(M)}$, son componentes del esfuerzo alternativo aportadas por la carga axial y el momento flector respectivamente.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

a) k_a: Estado superficial
b) k_b: Tamaño de la pieza
c) k_c: Variabilidad en los procesos de manufactura
d) k_d: Temperatura
e) k_e: Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros)
f) k_{car}: Tipo de carga

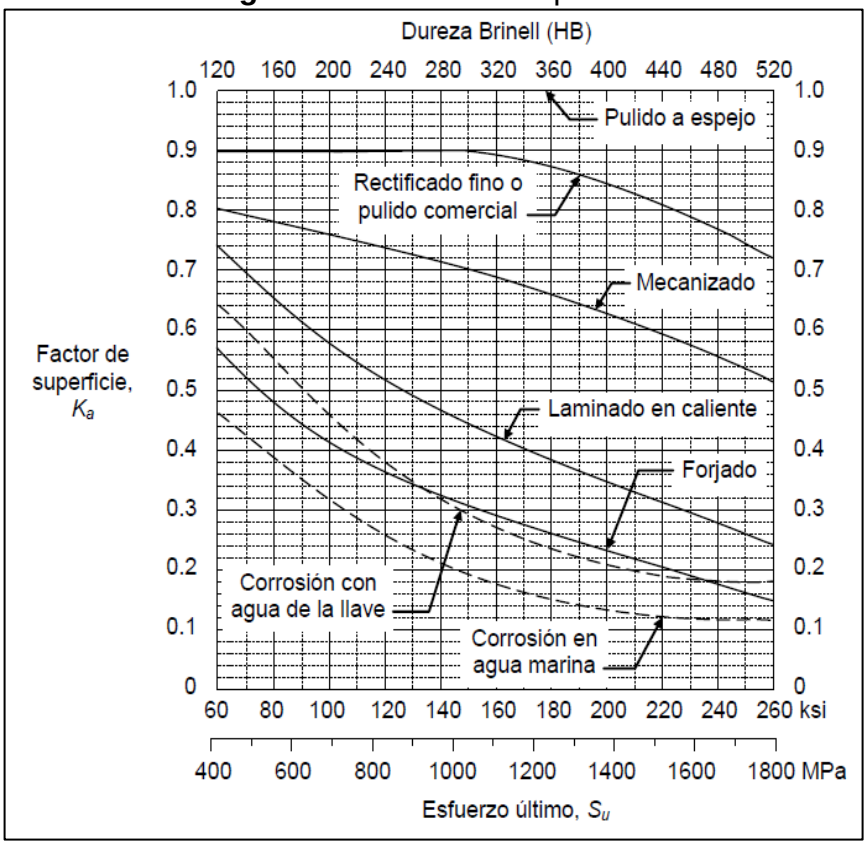
El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

La Figura 18 presenta los resultados de ensayos experimentales efectuados sobre probetas de acero con diferentes acabados superficiales.

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto.

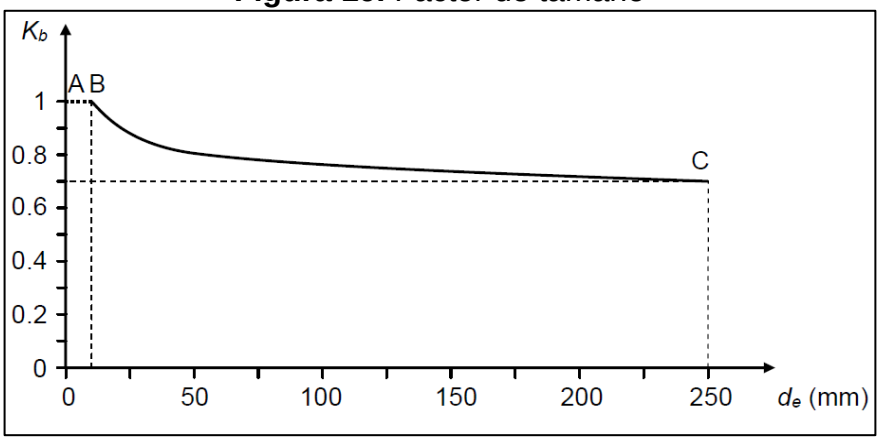
La curva continua (BC) de la Figura 19 muestra la tendencia de datos experimentales, al someter probetas de diferentes tamaños (8 mm a 250 mm) a flexión giratoria.

Figura 18. Factor de Superficie



Fuente: [5] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 15.

Figura 19. Factor de tamaño



Fuente: [5] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 16.

La ecuación $(Ec. 21)$ puede usarse para determinar el factor de tamaño de piezas de acero sometidas a carga axial.

$$k_b = 1 \text{ si } d_e \leq 8 \text{ mm} \qquad Ec.21$$

Las ecuaciones ($Ec.22$, 23 y 24) pueden utilizarse para determinar el factor de tamaño de piezas de acero en flexión y torsión.

$$k_b = 1{,}189\ {d_e}^{-0{,}097},\ \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm} \qquad Ec.22$$

$$k_b = 0{,}869\ {d_e}^{-0{,}097},\ \text{si } 7{,}62 \text{ mm} < d_e \leq 254 \text{ mm} \qquad Ec.23$$

$$k_b = 0{,}6 \text{ si } d_e < 250 \text{ mm} \qquad Ec.24$$

El factor de confiabilidad (k_c), corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la Tabla 1.

Tabla 1. Factor de confiabilidad

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Fuente: [5] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 18.

De acuerdo con datos experimentales en los aceros, el límite de fatiga permanece más o menos constante entre la temperatura “ambiente” y 450 °C, y comienza a reducirse rápidamente por encima de este valor. Las ecuaciones ($Ec.25\ y\ 26$) son empíricas, pero pueden utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$k_d = 1\ ,\ \text{si } T_{\text{emp}} \leq 450° \qquad Ec.25$$

$$k_d = 1 - \frac{0{,}0058}{°\text{C}} * \left(T_{\text{emp}} - 450°\right),\ \text{si } 450\ °\text{C} < T_{\text{emp}} \leq 550\ °\text{C} \qquad Ec.26$$

El comportamiento a la fatiga de un elemento depende también del tipo de carga al cual se somete. Las resistencias a la rotura y a la fluencia de un material son diferentes para esfuerzos cortantes y normales; sucede lo mismo con la resistencia a la fatiga. Además, también hay diferencia entre carga axial y flexión, a pesar que ambos tipos de carga generan esfuerzos normales.

La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina factor de carga (k_{car}) y se pueden ver en la Tabla 2.

Tabla 2. Relaciones de factor de carga

Tipo de carga	Valor de k_{car}
Flexión	1
Torsión	0,577
Carga axial	0,7

Fuente: [5] VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 21.

2.2.3.3 Procedimiento propuesto por la ASME. Para el caso de árboles que cumplan las condiciones dadas para el método presentado en el apartado 2.2.3.2 y, además, que la sección de análisis sea circular sólida y esté sometida sólo a un par de torsión y a un momento flector constantes, se puede utilizar la norma para el diseño de árboles de transmisión ANSI/ASME B106.1M-1985 (ASME: American Society of Mechanical Engineers; ANSI: American National Standards Institute). Esta norma está basada en datos experimentales, por lo que constituye un método de cálculo adecuado.

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \qquad Ec.27$$

$$N = \frac{\pi d^3}{32} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{-1/2} \qquad Ec.28$$

Las condiciones a cumplir son las siguientes:

a) Par de torsión constante: $T = Tm$ y $Ta = 0$ ($Sms = Tc/J$ y $Sas = 0$)
b) Flexión completamente invertida: $M = Mm$ y $Ma = 0$ ($Sm = 0$ y $Sa = Mc/I$)
c) Material dúctil
d) Sección transversal circular sólida
e) No existe fuerza axial ni otro tipo de carga diferente de torsión y flexión

CAPÍTULO III
DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.1 CONDICIONES INICIALES PARA EL DISEÑO

3.1.1 Requerimientos para el proceso de cernido

- La máquina diseñada debe estar en la capacidad de separar los tres materiales del subproceso, los cuales son mariposas, huevos y el polvillo generado durante la alimentación de las mariposas.

- La velocidad de funcionamiento del equipo debe ser adecuada, para que permita una clasificación efectiva del producto.

- Se debe tener en cuenta que las mariposas ingresan vivas, por lo que se deben conducir por el proceso de clasificación sin lastimarlas y sin permitir que se escapen.

- Hay la necesidad de retirar el polvillo del proceso, teniendo cuidado de no arrastrar huevos de *Sitotroga*.

3.1.2 Diseño preliminar del sistema

A la máquina ingresa un material producido en el laboratorio de Bioagro con tres subproductos que deben separarse, los cuales son mariposas, polvillo y huevos de las mariposas, la máquina contará con un bastidor flotante, el cual se apoyará en unos resortes al chasis de la máquina, como se propone en la Figura 20.

Figura 20. Máquina clasificadora proyectada

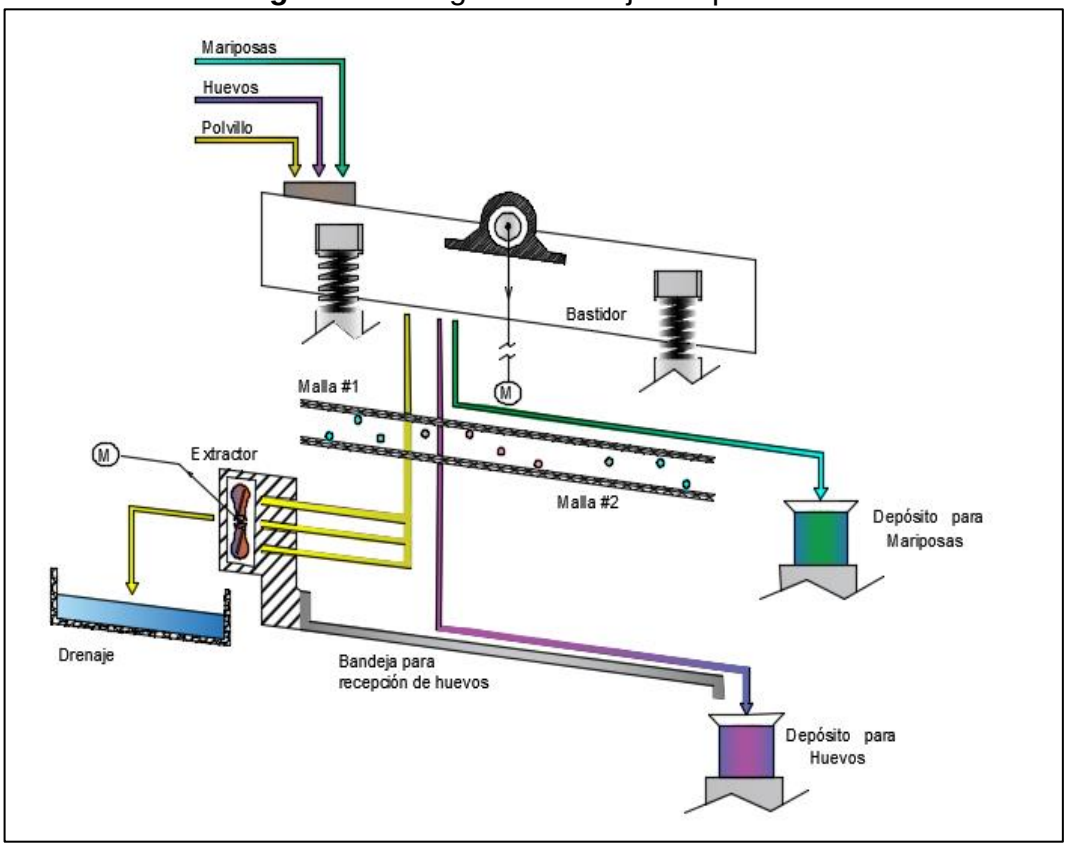
Fuente: Autor

El bastidor contará con un eje, el cual tendrá una carga excéntrica, que producirá la vibración a la máquina, esta vibración se aprovechará para realizar el proceso de cernido. Se utilizará un accionamiento para el eje por medio de un sistema de poleas y correa en V, que transmitirán la potencia de un motor eléctrico.

Dentro del bastidor se colocarán dos mallas o tamices. El primer tamiz evitará que pasen las mariposas, las cuales serán conducidas por gravedad y por la vibración del sistema hacia un depósito de mariposas. Entre los tamices se colocarán unas pelotas de goma, estas pelotas rebotarán entre ellos debido a la vibración producida por el desbalanceo del eje. El golpeteo suave de las pelotas de goma contra las mallas permitirá, que en estas no se acumule polvillo ni huevos.

Los huevos y el polvillo que pasan a través de los dos tamices son separados en la siguiente etapa de la máquina. En esta etapa se realiza una extracción del polvillo por medio de un ventilador industrial, el polvillo es retirado hacia un ducto, el cual desemboca en un drenaje del laboratorio. Los huevos de *Sitotroga* caen por gravedad en una bandeja metálica que los conduce hacia un depósito de huevos. De manera tal que los tres subproductos quedan separados. El funcionamiento propuesto para el sistema descrito anteriormente se puede ver en la Figura 21.

Figura 21. Diagrama de flujo del proceso



Fuente: Autor

3.2 DISEÑO DE LAS PARTES DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA

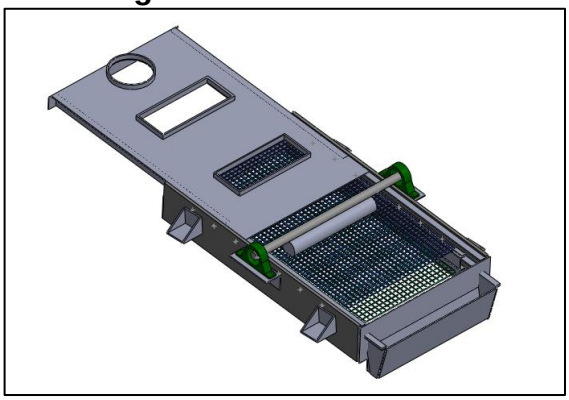
3.2.1 Diseño del bastidor móvil

Para el cálculo del peso del bastidor móvil (Ver Figura 22) se tienen en cuenta las dimensiones de diseño propuestas.

Material:
Lámina de acero: A-36 de 3/8" de espesor.

Dimensiones:
Ancho: 460 mm Largo: 800 mm Alto: 127 mm

Figura 22. Bastidor móvil



Fuente: Autor

Para determinar la masa del bastidor se tienen en cuenta las láminas y ángulos metálicos que lo componen, se incluye el peso de los soportes, mallas, eje, masa excéntrica, tapa superior y por último se adiciona el peso del material del proceso, con lo cual se tiene que la masa total del bastidor es de 25 kg.

3.2.2 Cálculo para el diseño de masa excéntrica y radio de giro

Se toma la ecuación ($Ec.15$) resultante del análisis del sistema con la masa desbalanceada, mostrada en la sección 2.1.3.

$$\frac{Mx}{me} = \frac{\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1-\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2\right)^2}}$$

Considerando que el amortiguamiento del sistema es despreciable:

$$y = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\left|1-(\omega/\omega_n)^2\right|} \cdot \frac{me}{M_{bm}} \qquad Ec.29$$

Donde:

y: Amplitud de la vibración [mm]
M_{bm}: Masa del bastidor móvil [kg]
m: Masa excéntrica [kg]
e: Distancia de la excentricidad [mm]
ω: Frecuencia de la excitación [rad/s]
ω_n: Frecuencia natural del sistema [rad/s]

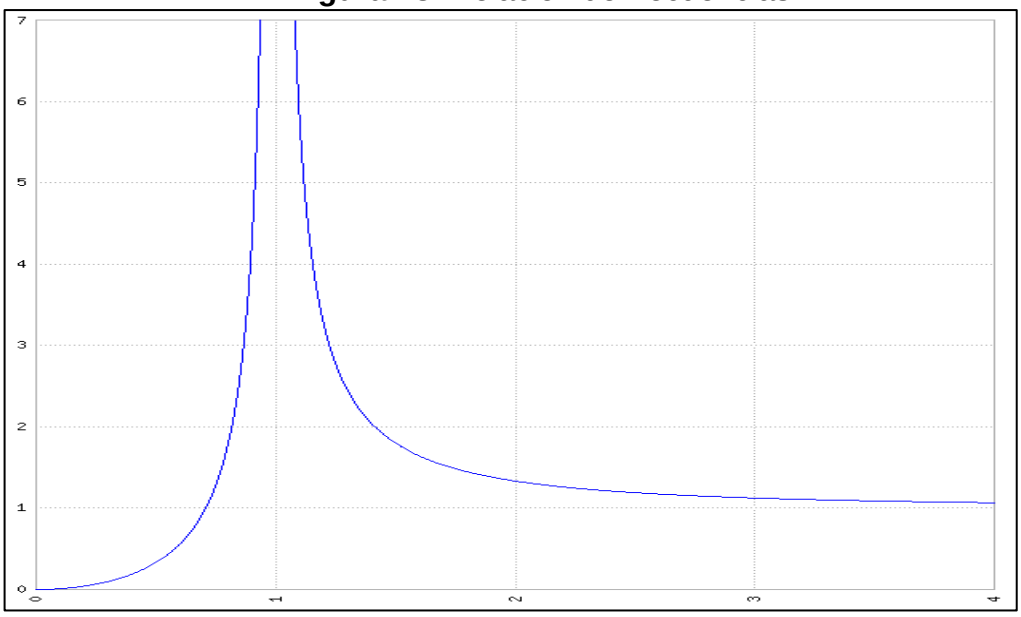
3.2.2.1 Consideraciones para el diseño de la masa excéntrica. De la ecuación (*Ec. 29*) se toman como constantes, los valores correspondientes a los términos M_{bm}, m y e, obteniendo:

$$y = \frac{\left(\omega/\omega_n\right)^2}{\left|1-\left(\omega/\omega_n\right)^2\right|} = \frac{r^2}{|1-r^2|} \qquad Ec.30$$

r: Relación de frecuencias = ω/ω_n

Con la expresión de la ecuación *(Ec. 30*) se realiza el siguiente gráfico (Figura 23), en el que se representan los valores de *y*, para las diferentes relaciones de frecuencia ω/ω_n.

Figura 23. Relación de frecuencias



Fuente: Graficador de funciones matemáticas MAFA {En línea}. {14 de Octubre de 2014}. Disponible en: (http://www.mathe-fa.de/es).

Mediante el grafico de la Figura 23 se determina la relación que debe existir entre ω/ω_n para que el sistema de vibración se mantenga con un valor de amplitud vibratoria estable, para este caso se toma un valor de *2,2* con el fin de reducir la relación de frecuencia, así los resortes pueden ser más pequeños y la excéntrica puede ser más liviana.

Se cuenta con un motor eléctrico con una velocidad de 1750 min^{-1} el cual transmite una velocidad al eje de 1000 min^{-1}.

Según lo anterior:

$$\omega = 1000\ \frac{\mathrm{rev}}{\mathrm{min}} * \frac{2\pi\ \mathrm{rad}}{1\ \mathrm{rev}} * \frac{1\ \mathrm{min}}{60\ \mathrm{s}}$$

Entonces la frecuencia de la excitación es:

$$\omega = 104{,}72\ \mathrm{rad}/\mathrm{s}$$

$$r = \omega/\omega_n = 2{,}2$$

Y la frecuencia natural es:

$$\omega_n = \frac{104{,}72\ \mathrm{rad}/\mathrm{s}}{2{,}2} = 47{,}6\ \mathrm{rad}/\mathrm{s}$$

De la ecuación $(Ec.4)$*:* $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

Despejando se tiene que: $k = {\omega_n}^2 * m$

$$k = \left(47{,}6\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}\right)^2 * (25\ \mathrm{kg}) = 56644\ \mathrm{N}/\mathrm{m}$$

De la teoría de vibraciones[1] se tiene que:

$$k = \frac{m * g}{\Delta est} \qquad Ec.31$$

Donde:

Δest: Deflexión estática

Despejando y reemplazando….

[1] Vibraciones forzadas Pdf. [3] pág. 3.10

$$\Delta est = \frac{(25\ \mathrm{kg})(9{,}80\ \ \mathrm{m/s^2})}{56644\ \ {}^{\mathrm{N}}/_{\mathrm{m}}} = 4{,}3\ \mathrm{mm}$$

Ahora se calcula el producto de la masa excéntrica por su excentricidad, despejando el término *m*e* de la ecuación $(Ec.29)$

$$y = \frac{({}^{\omega}/_{\omega_n})^2}{\left|1 - ({}^{\omega}/_{\omega_n})^2\right|} \cdot \frac{me}{M_{bm}}$$

$$me = \frac{y * M_{bm} * |(1 - r^2)|}{r^2}$$

Donde:

y: Amplitud de la vibración $= 4{,}3\ [\mathrm{mm}]$
M_{bm}: Masa del bastidor móvil $= 25\ [\mathrm{kg}]$
me: Masa excéntrica $[\mathrm{kg}] *$ distancia excéntricidad $[\mathrm{mm}]$
r: Relación de frecuencias $= {}^{\omega}/_{\omega_n} = 2{,}2$

Reemplazando se tiene:

$$me = \frac{4{,}3[\mathrm{mm}] * 25[\mathrm{kg}] * |(1 - 2{,}2^2)|}{2{,}2^2} = 85{,}29\ [\mathrm{kg} * \mathrm{mm}]$$

Con el valor esperado $me = 85{,}29\ [\mathrm{kg} * \mathrm{mm}]$ se iteran la posible excentricidad y la masa para obtener unas dimensiones adecuadas para el diseño de la máquina clasificadora, ver Tabla 3, con base en las siguientes características:

- Geometría de la masa excéntrica: Cilíndrica
- Material: Acero SAE 1020 ($\delta = 7850\ \ \mathrm{kg/m^3}$)
- Diámetro: $40\ \mathrm{mm}$

Tabla 3. Selección dimensiones masa excéntrica por iteración

Excentricidad (mm)	Masa (kg)	Densidad (kg/ m³)	Volumen (m³)	Area (m²)	Longitud (m)
10,0	8,53	7850	0,0011	0,0013	0,86
15,0	5,69	7850	0,0007	0,0013	0,58
20,0	4,27	7850	0,0005	0,0013	0,43
25,0	3,41	7850	0,0004	0,0013	0,35
30,0	2,84	7850	0,0004	0,0013	0,29
35,0	2,44	7850	0,0003	0,0013	0,25
40,0	2,13	7850	0,0003	0,0013	0,22
45,0	1,90	7850	0,0002	0,0013	0,19
50,0	1,71	7850	0,0002	0,0013	0,17

Fuente: Autor

El centro de la masa excéntrica debe encontrarse a 30 mm, poseer una masa de 2,84 kg, un diámetro de 40 mm y esta pieza debe tener una longitud de 290 mm.

3.2.3 Cálculo para la selección del motor

Para calcular la potencia del motor a partir de la masa excéntrica, se tiene:

$$m * R = 85{,}29\ \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}$$

$$T = F * d$$

$$T_{me} = \left((85{,}29\ \mathrm{kg} * \mathrm{mm})\ * 9{,}81\ {}^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}^2}\right) * \left(\mathrm{mm} * \frac{1\ \mathrm{m}}{100\ 0\ \mathrm{mm}}\right) \quad \therefore \quad T_{me} = \ 0{,}836\ \mathrm{N} * \mathrm{m}$$

Donde:

T: Par motor $[\mathrm{N} * \mathrm{m}]$
F: Fuerza aplicada $[\mathrm{N}]$
d: Distancia de la fuerza al eje de giro $[\mathrm{m}]$
T_{me}: Par debido a la masa excéntrica $[\mathrm{N} * \mathrm{m}]$

La potencia del motor (P_m) se calcula mediante la ecuación $(Ec.31)$;

$$P_m = T_{me} * \omega \qquad Ec.31$$

$$P_m = (0{,}836\ \mathrm{N} * \mathrm{m}) * (104{,}72\ \ \mathrm{rad/s})$$

$$P_m = 87{,}54\ \mathrm{W}$$

La empresa Bioagro posee un motor de jaula de ardilla que pone a disposición el cual tiene características similares a las condiciones de diseño, las cuales se especifican a continuación:

3.2.3.1 Parámetros del motor existente:

- 4 polos
- 747,7 W
- 1725 min^{-1}
- Peso =20 kg

3.2.4 Cálculo para selección de poleas y correas

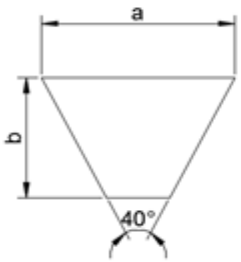
Los parámetros a tener en cuenta para la selección son:

- P_d: $\mathrm{Potencia\ de\ diseño}\ =\ 747{,}7\ \mathrm{W}$

- N_1: Velocidad del motor $= 1725\ \mathrm{min}^{-1}$
- N_2: Velocidad del eje de la excéntrica $= 1000\ \mathrm{min}^{-1}$
- C: Distancia entre centros $= 600\ \mathrm{mm}$

Se decide utilizar una correa trapezoidal o en V, debido a que por su forma permite un buen acoplamiento con la polea, con lo que disminuye el deslizamiento que se puede ocasionar debido a las vibraciones de la máquina clasificadora. Las dimensiones, diámetros mínimos de la polea y el intervalo de potencia de cada una de las secciones designadas con letra se enlistan en la Tabla 4.

Tabla 4. Secciones de bandas en V estándar



Sección de la banda	Ancho a, pulg	Espesor b, pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de Potencia (Hp) una o más bandas
A	1/2	11/32	3,0	1/4 a 10
B	21/32	7/16	5,4	1 a 25
C	7/8	17/32	9,0	15 a 100
D	1 1/4	3/4	13,0	50 a 250
E	1 1/2	1	21,6	100 y mayores

Fuente: SHIGLEY, J. E., Diseño en Ingeniería Mecánica, [Libro]; pág. 879.

Como el motor es de 747,7 W (1 Hp), la sección de la banda es de tipo A, según la Tabla 4.

3.2.4.1 Cálculo para el diámetro de las poleas

La relación de transmisión se puede calcular mediante la ecuación ($Ec.32$):

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_p}{d_p} \qquad Ec.32$$

Donde:

i: Relación de velocidades angulares=Relación de diámetros
N_1: Velocidad angular del motor
N_2: Velocidad angular del eje de la excéntrica
D_p: Diámetro de paso de la polea mayor
d_p: Diámetro de paso de la polea menor

De la Tabla 4 se tiene que el diámetro d_p mínimo que debe tener la polea, para la sección de la correa A es igual a 76,2 mm (3 pulgadas).

Reemplazando se tiene:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1725\ \mathrm{min}^{-1}}{1000\ \mathrm{min}^{-1}} = 1{,}725$$

$$D_p = i * d_p = 1{,}725 * 76{,}2\ \mathrm{mm}$$

$$D_p = 131{,}44\ \mathrm{mm} \quad ; \quad d_p = 76{,}2\ \mathrm{mm}$$

Estandarizando el diámetro de las poleas según catálogo comercial de poleas Ducasse (Anexo 1).

$$D_p = 131{,}44\ \mathrm{mm} \quad (5{,}2\ \ \mathrm{pulg}) \quad ; \quad d_p = 76{,}2\ \mathrm{mm}\ (3\ \mathrm{pulg})$$

3.2.4.2 Cálculo de la longitud de la correa[2] en V

La longitud de la banda se determina mediante la ecuación $(Ec.33)$;

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \qquad Ec.33$$

Donde:

L_p : Longitud de paso (o efectiva) de la banda
D: Diámetro de la polea mayor
$d = d_p$: Diámetro de la polea menor
C: Distancia entre centros de las poleas

Reemplazando los valores en la ecuación $(Ec.33)$ se tiene:

$$L_p = 2(600\ \mathrm{mm}) + \frac{\pi(131{,}4\ \mathrm{mm} + 76{,}2\ \mathrm{mm})}{2} + \frac{(131{,}4\ \mathrm{mm} - 76{,}2\ \mathrm{mm})^2}{4 * (600\ \mathrm{mm})}$$

$$L_p = 1528{,}44\ \mathrm{mm}\ (60{,}175\ \mathrm{pulg})$$

Para especificar la banda en V, se proporciona la letra de sección, seguida por la circunferencia interior en pulgadas, por ejemplo B75 es una correa con sección B que tiene una circunferencia de 75 pulgadas. Para hallar la circunferencia interior se utiliza la Tabla 5.

[2] Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va edición; Segmento 17-3; pág. 878-882

Tabla 5. Circunferencia interior de bandas

Dimensiones de conversión de longitud					
Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1,3	1,8	2,9	3,3	4,5

Fuente: SHIGLEY, J. E., Diseño en Ingeniería Mecánica, [Libro]; pág. 879.

La correa es tipo A debido a la potencia del motor, según la Tabla 4, por tanto, de acuerdo a la Tabla 5 se debe restar 1,3 para obtener la longitud estándar de la banda o correa en V.

Tabla 6. Circunferencias interiores de banda estándar

Sección	Circunferencia, pulg.
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: SHIGLEY, J. E., Diseño en Ingeniería Mecánica, [Libro]; pág. 879.

Para estandarizar la correa se utiliza la siguiente relación:

$$L_i = L_p - 1{,}3 \text{ pulg}$$

L_i : Longitud interior de la banda

$$L_i = 60{,}175 \text{ pulg} - 1{,}3 \text{ pulg}$$

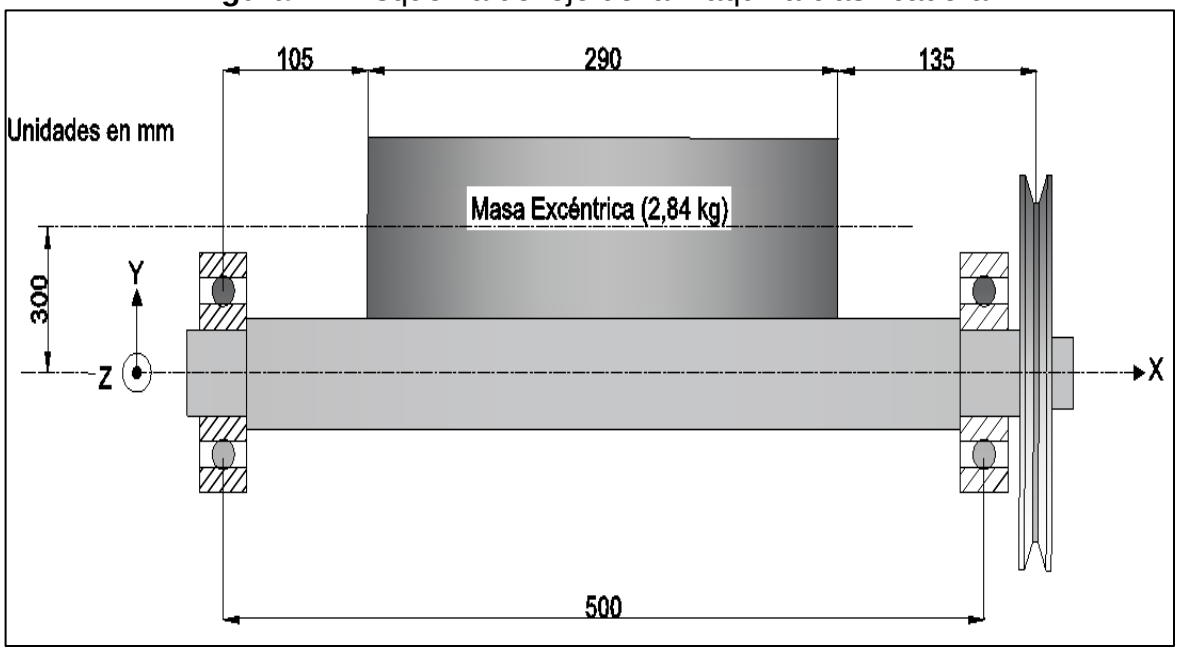
$$L_i = 1495{,}43 \text{ mm } (58{,}875 \text{ pulg})$$

De la Tabla 6 y con el valor hallado de L_i se estandariza la longitud de la correa, obteniendo una pieza comercial con referencia A60.

3.2.5 Cálculo para el diseño del eje de la clasificadora

En la Figura 24 se muestra el esquema del eje para la máquina clasificadora. Se utilizarán las ecuaciones de diseño estático para hallar las fuerzas que actúan sobre el sistema y los esfuerzos provocados por las cargas, posteriormente se utilizará la ecuación con el método ASME, para hallar el diámetro permitido del eje, teniendo en cuenta un análisis por fatiga.

Figura 24. Esquema del eje de la máquina clasificadora

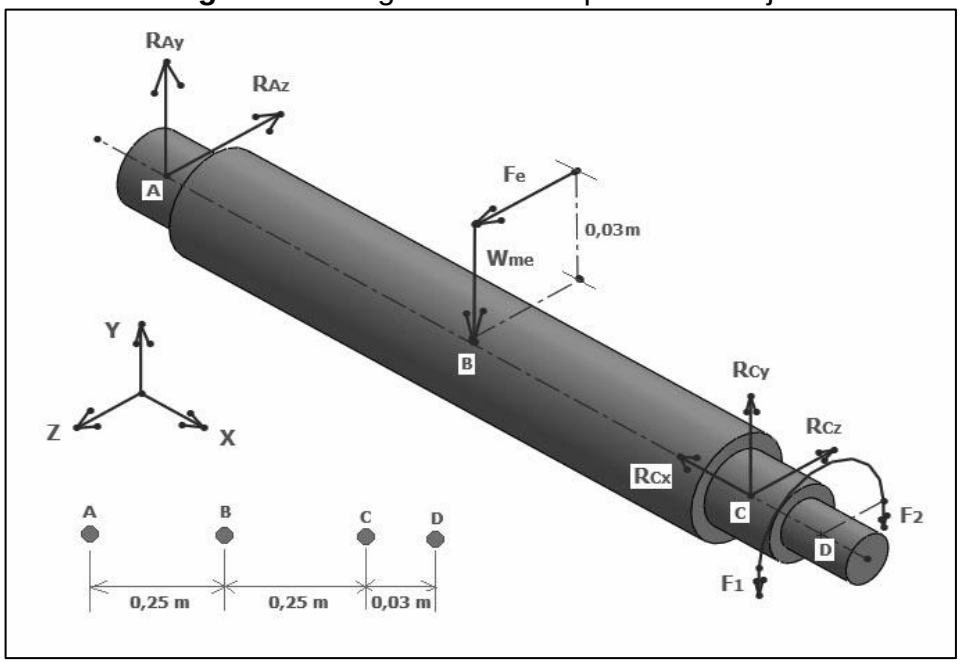


Fuente: Autor

3.5.2.1 Análisis Estático

El eje del bastidor móvil de la máquina clasificadora, transmite una potencia de 745,7 W a una velocidad de 1000 min^{-1} y está apoyado en dos rodamientos de bolas A y B. La potencia es suministrada mediante un accionamiento de polea de una ranura y correa en “V”, el diámetro de la polea es de 131,44 mm (5,2 pulg) y el eje es de acero SAE 1020. En la Figura 25 se puede apreciar el diagrama de cuerpo libre del sistema.

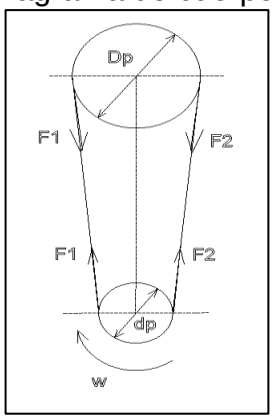
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del eje



Fuente: Autor

Las fuerzas F_1 y F_2 se pueden obtener del diagrama de transmisión por poleas mostrado en la Figura 26.

Figura 26. Diagrama de cuerpo libre poleas



Fuente: Autor

Para determinar las fuerzas en las poleas, se realizan los siguientes cálculos:

$$P = T * \omega$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{745{,}7\ \mathrm{W}}{104{,}72\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}} = 7{,}12\ \mathrm{N} * \mathrm{m}$$

$$T = (F_1 - F_2) * D_p$$

$$(F_1 - F_2) = \frac{7{,}12 \text{ N} * \text{m}}{131{,}44 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}} = 53{,}9\ N \qquad Ec.34$$

Una banda en V tiene tensión en ambos lados, y la razón entre la fuerza F_1 del lado tirante y F_2 en el lado flojo, por lo general se supone[3] de 5.

Entonces, sí:

$$F_1 = 5 * F_2 \qquad Ec.35$$

Reemplazando la ecuación ($Ec.35$) en la ($Ec.34$);

$$5 * F_2 - F_2 = 53{,}9 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{53{,}9 \text{ N}}{4} = 13{,}475 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$F_1 = 67{,}375 \text{ N} \qquad y \qquad F_2 = 13{,}475 \text{ N}$$

La fuerza F_e producida por la masa excéntrica y el peso W_{me} que actúa sobre el eje, se pueden calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_e = M_e * r * \omega^2 \qquad Ec.36$$

$$F_e = 2{,}84 \text{ kg} * 0{,}03 \text{ m} * 104{,}72 \text{ rad/s}$$

$$F_e = 934{,}327 \text{ N}$$

$$W_{me} = m_e * g = 2{,}84 \text{ kg} * 9{,}81 \text{ m/s}^2 = 27{,}86 \text{ N} \qquad Ec.37$$

Una vez calculadas las fuerzas en la polea y las generadas por la masa excéntrica, se proceden a calcular las reacciones del diagrama de cuerpo libre del eje, ver Figura 25.

$$\sum F_y = 0 \qquad \text{Plano } xy$$

$$R_{Ay} - W_{me} + R_{Cy} - F_1 - F_2 = 0$$

[3] Diseño de Máquinas de Robert. L Norton, Diseño de flechas, Cap. 9,8 ; pág. 576

$$R_{Ay} = 27{,}86\ \text{N} - R_{Cy} + 67{,}375\ \text{N} + 13{,}475\ \text{N}$$

$$R_{Ay} = 108{,}71 - R_{Cy} \qquad Ec.38$$

$$\sum M_A = 0 \qquad \text{Plano } xy$$

$$R_{Cy}(0{,}50\ \text{m}) - W_{me}(0{,}25\ \text{m}) - (F_1 + F_2)(0{,}53\ \text{m}) = 0$$

$$R_{Cy} = \frac{27{,}86\ \text{N}\ (0{,}25\ \text{m}) + (67{,}375\ \text{N} + 13{,}475\ \text{N})(0{,}53\ \text{m})}{0{,}50\ \text{m}}$$

$$R_{Cy} = 99{,}631\ \text{N}$$

Reemplazando el valor de R_{By} en la ecuación $(Ec.38)$, se obtiene:

$$R_{Ay} = 9{,}079\ \text{N}$$

$$\sum F_z = 0 \qquad \text{Plano } yz$$

$$F_e - R_{Az} - R_{Cz} = 0$$

$$R_{Az} = 934{,}327 - R_{Bz} \qquad Ec.39$$

$$\sum M_Z = 0 \qquad \text{Plano } xy$$

$$R_{Cz}(0{,}5\ \text{m}) - F_e(0{,}25\ \text{m}) = 0$$

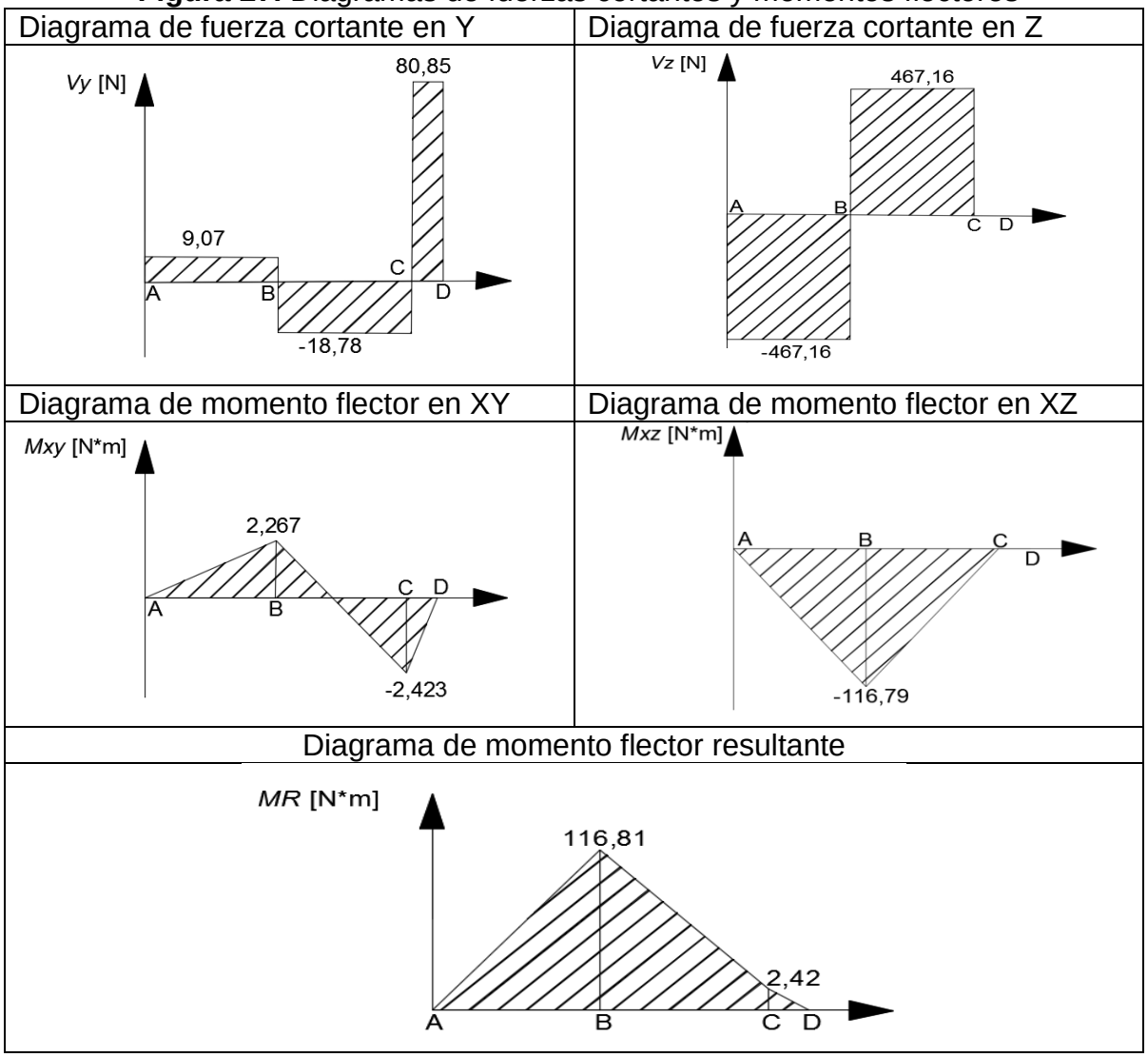
$$R_{Cz} = \frac{934{,}327\ \text{N}\ (0{,}25\ \text{m})}{0{,}5\ \text{m}} = 467{,}16\ \text{N}$$

Reemplazando el valor de R_{Bz} en la ecuación $(Ec.39)$, se obtiene:

$$R_{Az} = 467{,}16\ \text{N}$$

Calculados los valores de las reacciones se proceden a hacer los diagramas de fuerza cortante y momento flector, ver Figura 27.

Figura 27. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores



Fuente: Autor

Para construir el eje de la máquina se utilizará acero al carbono referencia SAE-1020 laminado en frío, el cual tiene las siguientes características:

$S_y = 393 \text{ MPa}$; $S_u = 469 \text{ MPa}$

Para calcular la resistencia a la fatiga, se tiene que:

$S'_e = 0.5(S_u) = 0.5 * 469 \text{ MPa}$

$S'_e = 234{,}5 \text{ MPa}$

Para reducir la resistencia a la fatiga se aplican los siguientes factores:

$$S_e = S'_e * k_{\text{carga}} * k_{\text{tamaño}} * k_{\text{superficie}} * k_{\text{temperatura}} * k_{\text{confiabilidad}} \qquad Ec.40$$

De acuerdo con la teoría mostrada en el apartado 2.2.3.2, se determinan los siguientes factores que modifican la resistencia a la fatiga:

$k_{\text{carga}} = 1$; La carga es a flexión y torsión

$k_{\text{tamaño}} = 1{,}189\ {d_e}^{-0{,}097} = 0{,}89$; Valor obtenido asumiendo $d_e = 20\ \text{mm}$

$k_{\text{superficie}} = 0{,}79$; Es una pieza mecanizada

$k_{\text{temperatura}} = 1$; Para una temperatura $\leq 450°\text{C}$

$k_{\text{confiabilidad}} = 1$; Suponiendo una confiabilidad del 50%

A continuación se reemplazan los valores en la ecuación $(Ec.40)$

$S_e = (234{,}5\ \text{MPa})(1)(0{,}89)(0{,}79)(1)(1)$

$S_e = 164{,}88\ \text{MPa}$

Para hallar el valor del factor de concentración de esfuerzos por fatiga, para vida infinita se utiliza la siguiente ecuación:

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Donde:

q: Índice de sensibilidad a la entalla

k_t: Factor de concentración de esfuerzos en discontinuidades

En el punto B que es dónde se encuentra el $M_{máx}$, no existe discontinuidad, entonces ahí $q = 0$, por tanto:

$k_f = 1$; En el punto B

A continuación se utiliza la ecuación $(Ec.27)$ para hallar el diámetro mínimo requerido en el punto B, según el método ASME descrito en el numeral 2.2.3.3.

$$d = \left\{ \frac{32\mathrm{N}}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \qquad Ec.27$$

Reemplazando los valores hallados en la ecuación $(Ec.27)$ se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{32(1{,}5)}{\pi} \left[\left(1 * \frac{116{,}81\ \mathrm{N} * \mathrm{m}}{164{,}88 * 10^6\ \mathrm{Pa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{7{,}12\ \mathrm{N} * \mathrm{m}}{393 * 10^6\ \mathrm{Pa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$d = 0{,}0221\ \mathrm{m} = 22{,}12\ \mathrm{mm}$

Como el $k_{\text{tamaño}}$ fue calculado asumiendo $d_e = 20\ \mathrm{mm}$, se calculan de nuevo los parámetros con $d_e = 22{,}12\ \mathrm{mm}$.

$k_{\text{tamaño}} = 1{,}189\ {d_e}^{-0{,}097} = 1{,}189\ (22{,}12)^{-0{,}097}$

$k_{\text{tamaño}} = 0{,}88$

$S_e = (234{,}5\ \mathrm{MPa})(1)(0{,}88)(0{,}79)(1)(1)$

$S_e = 163{,}02\ \mathrm{MPa}$

Y con estos valores se recalcula el diámetro mediante la ecuación $(Ec.27)$;

$$d = \left\{ \frac{32(1{,}5)}{\pi} \left[\left(1 * \frac{116{,}81\ \mathrm{N} * \mathrm{m}}{163{,}02 * 10^6\ \mathrm{Pa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{7{,}12\ \mathrm{N} * \mathrm{m}}{393 * 10^6\ \mathrm{Pa}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$d = 0{,}0222\ \mathrm{m} = 22{,}21\ \mathrm{mm}$

Estandarizando el diámetro, se obtiene:

$\boldsymbol{d_B = 25{,}4\ \mathrm{mm}}$

3.2.6 Cálculo para la selección de las chumaceras (Rodamientos y Soportes)

Para realizar estos cálculos se usará el procedimiento de selección recomendado en catalogo NSK[4], teniendo en cuenta los valores de referencia:

$N_{\text{eje}} = 1000\ \text{min}^{-1}$
$F_{\text{radial máx}} = 467{,}16\ \text{N}$

Los rodamientos radiales con frecuencia están sometidos a cargas radiales y axiales simultáneamente. Si la carga resultante es constante en magnitud y dirección, la carga dinámica equivalente *P* se calcula con la ecuación ($Ec.41$);

$$P = X * F_r + Y * F_a \qquad Ec.41$$

Donde:

P: Carga dinámica equivalente $[\text{kN}]$
F_r: Carga radial real del rodamiento $[\text{kN}]$
F_a: Carga axial real del rodamiento $[\text{kN}]$
X: Factor de carga radial del rodamiento
Y: Factor de carga axial del rodamiento

De la Figura 25 se observa que la carga axial en el eje, es igual a cero, por tanto reemplazando en la ecuación ($Ec.41$); se tiene que:

$$P = X * F_r \qquad Ec.42$$

El factor de carga X se puede determinar de la Tabla 7, Reemplazando en la ecuación ($Ec.42$);

$$P = (1) * F_r = 467{,}16\ \text{N}$$

Una vez conocida la carga dinámica equivalente, se puede proceder a calcular, el índice básico de carga (C $[\text{N}]$) mediante la ecuación ($Ec.43$);

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^3 \qquad Ec.43$$

[4] Catálogo NSK No. E1102c. Índice básico de vida en rodamientos, Pág. 25, (Sección A25)

Tabla 7. Factores de carga rodamientos NSK

NSK

Carga Dinámica Equivalente

$P = XF_r + YF_a$

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Carga Estática Equivalente

$\frac{F_a}{F_r} > 0.8,\ P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$

$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8,\ P_0 = F_r$

Fuente: Catálogo NSK No. E1102c.
Rodamientos de bola de una sola hilera,
Pág. 151, (Sección B10)

Se utilizará la Tabla 8 como referencia para elegir la vida útil de los rodamientos que se usarán en la máquina clasificadora.

Tabla 8. Vida útil de rodamientos

Valores Orientativos de Vida Especifica (SKF)	
Tipo de Máquina	**Horas de Funcionamiento**
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico.	300 … 3000
Máquinas para trabajar de alta fiabilidad de funcionamiento durante breves períodos de tiempo o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 … 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas a su capacidad máxima: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias.	10.000 ... 25.000

Fuente: Catálogo Online SKF. Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos. {En línea}. {14 de Octubre 2014}. Disponible en: (http://www.skf.com/co/products /bearings-units-housings/ball-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html).

Con base en la Tabla 8 se asume $L_h = 18.000 \text{ horas}$

Despejando le índice de carga C de la ecuación ($Ec. 44$), se tiene que:

$$C = P * \sqrt[1/3]{\frac{L_h * 60 * n}{10^6}} \qquad Ec. 44$$

$$C = 467{,}16 \text{ N} * \sqrt[1/3]{\frac{18.000 \text{ hora} * 60 \ {}^{\text{min}}/_{\text{hora}} * 1000 \ {}^{\text{rev}}/_{\text{min}}}{10^6}}$$

$$C = 2224{,}71 \text{ N}$$

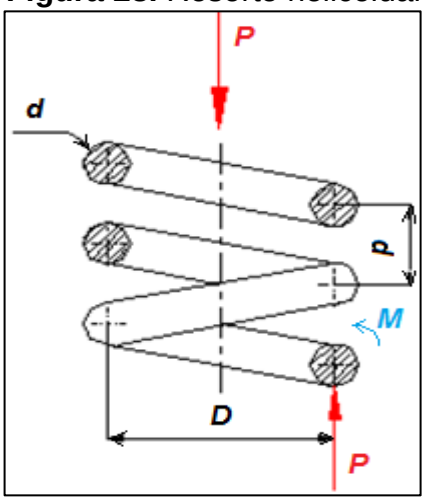
Del *Anexo C* se selecciona el rodamiento NSK 6805 el cual posee 25 mm de diámetro interior, índice de carga de 4500 N, velocidad límite de 18.000 min^{-1}.

Del *Anexo D* se selecciona el soporte de fundición tipo estándar SN -506.

3.2.7 Diseño de los Resortes

***3.2.7.1 Cálculo para diseñar resortes helicoidales*.** El cálculo de los resortes helicoidales se basa en la suposición que la carga está dirigida a lo largo del eje del resorte. Las únicas cargas a ser consideradas sobre cualquier sección del resorte son: la carga *P* que produce flexión y el momento torsor *M* que la gira, ver Figura 28.

Figura 28. Resorte helicoidal



Fuente: [6] SHIGLEY, J. E., Manual Diseño Mecánico

Donde:

D: diámetro del resorte entre las fibras neutras
d: diámetro del alambre
p: paso de las espiras
N: número de espiras activas

Las fibras internas del resorte son las más esforzadas, puesto que allí se suman los esfuerzos provocados por la carga *P* y los del momento M. Mediante la ecuación ($Ec.45$), se puede determinar el esfuerzo cortante en el resorte.

$$\tau = \frac{8 * P * D}{\pi * d^3} * \left[1 + {}^{1}/_{2 * I}\right] \qquad Ec.45$$

De la ecuación ($Ec.45$);

τ*:* Esfuerzo cortante
P: Fuerza sobre el resorte
D: Diámetro medio del resorte
d: Diámetro del alambre
I: Índice del resorte = *D/d.*

***3.2.7.2 Selección de las características de los resortes*:**

- Material: ASTM 227.
- Extremos del resorte: rebajados a escuadra.
- Factor de seguridad: 1.2 < F_s > 2.5
- Longitud máxima: *L*< 4 veces el diámetro del resorte.

Se selecciona el diámetro del alambre (*d),* teniendo en cuenta que cumpla con las características requeridas, ver Tabla 9. Los extremos del resorte se requieren rebajados a escuadra ya que estos aseguran una mejor estabilidad y mejora la transferencia de carga hacia el resorte. La longitud máxima está en función del diámetro del resorte, evitando llegar a las condiciones de pandeo.

Tabla 9. Diámetros normalizados de alambre según DIN 2097

0.1	0.2	0.6	1.4	3.5	7.5	11.5
0.1	0.3	0.6	1.6	4.0	8.0	12.0
0.1	0.3	0.7	1.8	4.5	8.5	13.0
0.1	0.3	0.7	2.0	5.0	9.0	14.0
0.1	0.4	0.8	2.3	5.5	9.5	16.0
0.2	0.4	0.9	2.6	6.0	10.0	

Fuente: [7] NORTON, Robert L., Diseño de Máquinas

Para el cálculo del resorte se parte de establecer valores de:

- *D:* diámetro del resorte entre las fibras neutras.
- *p:* paso de las espiras.

Luego tomando valores para el diámetro del alambre, de acuerdo con valores normalizados, se llega a determinar *I*:

$$I = \frac{D}{d}$$

Donde:

D = diámetro medio del resorte [mm]
d = diámetro del alambre [mm]

De esta manera se calcula el factor de multiplicación del esfuerzo cortante (*Ks*):

$$K_s = 1 + \frac{1}{2C} \qquad Ec.46$$

Ahora se determina la carga máxima a la que el resorte puede estar sometido, mediante la ecuación ($Ec.47$);

$$P_{\max} = \frac{\tau_{\text{adm}} * \pi * d^3}{8 * D * K_s} \qquad Ec.47$$

Donde:

$P_{\max}$ *:* Carga axial máxima [N]
τ_{adm} *:* Esfuerzo cortante máximo [N]
D: Diámetro medio del resorte [mm]
d: Diámetro del alambre [mm]
K_s *:* Factor de multiplicación del esfuerzo cortante

Para establecer el valor de (τ_{adm}) es necesario determinar el valor de la resistencia última (S_{ut}).

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \qquad Ec.48$$

Donde:

S_{ut} *:* Resistencia ultima a la tensión [MPa]

A : Constante [MPa]; obtenida de la intersección de la recta de las resistencias a tensión en función de los diámetros del alambre del resorte.
D : Diámetro del alambre [mm]
*M: C*onstante; obtenida de pendiente de la recta de las resistencias a tensión en función de los diámetros del alambre del resorte.

Estos valores se toman de la *Tabla 10-2* del libro de SHIGLEY (ver Anexo E), escogiendo como material un alambre estirado duro.

A = 1750 MPa
d = 0,7 -12 (mm)
M = 0,192

Una relación aproximada entre la resistencia de fluencia y la resistencia última a la tensión está dada por:

$$S_y = 0{,}75 * S_{ut} \qquad Ec.49$$

Donde:

S_y *:* Resistencia de fluencia [MPa]
S_{ut} *:* Resistencia ultima a la tensión [MPa]

Utilizando la teoría de la distorsión es posible estimar la resistencia de fluencia a la torsión.

$$S_{sy} = 0{,}577\, S_y \qquad Ec.50$$

$$S_{sy} = \tau_{adm}$$

S_{sy}: Resistencia de fluencia a la torsión [MPa]

De la fórmula de la deflexión de un resorte se tiene que:

$$y = \frac{P_{\max}}{k} \qquad Ec.51$$

y : Deflexión del resorte [mm]
P_{max} : Carga axial máxima [N]
k : Constante del resorte [N/m]

De la fórmula de la constante del resorte se tiene que:

$$k = \frac{d*G}{8D^3N} \qquad Ec.52$$

Dónde:
K : constante del resorte
d : diámetro del alambre [mm]
G : módulo de rigidez = 79300 MPa
D = diámetro del resorte [mm]
N = número de vueltas

Igualando las ecuaciones $(Ec.51)$ y $(Ec.52)$, y despejando $\left({}^{y}/_{n}\right)$ se obtiene:

$$\frac{y}{N} = \frac{8p_{\max} D^3}{d^4 G} \qquad Ec.53$$

Para determinar $k * N$ se utiliza la ecuación $(Ec.54)$;

$$k * N = \frac{p_{max}}{{}^{y}/_{N}} \qquad Ec.54$$

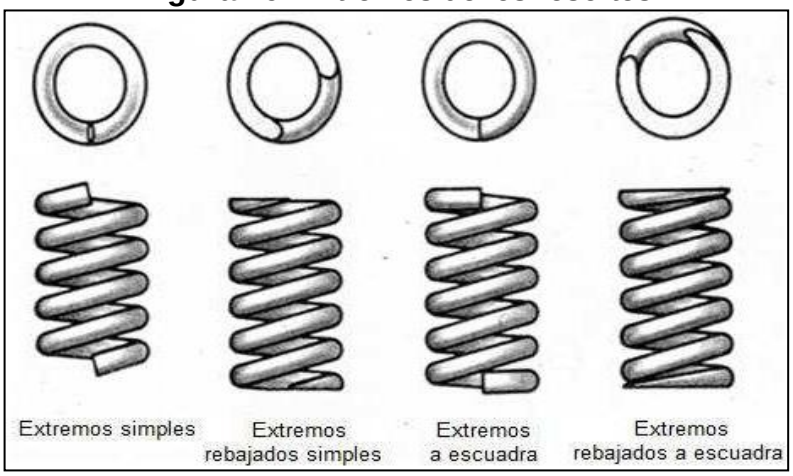
Una vez conocido este producto se encuentra el número de espiras activas N ya que k es conocido. Para soportar el bastidor móvil de la máquina clasificadora se utilizarán 4 resortes, por tanto el k total es divido por cuatro:

$$k_v = \frac{49}{4} = 12{,}25 \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}}\right]$$

Como los extremos del resorte, ver Figura 29, se han considerado rebajados a escuadra, el número total de espiras (N_t) es:

$$N_T = 2 + N \qquad Ec.3.28$$

Figura 29. Extremos de los resortes



Fuente: [8] SHIGLEY, J. E., Manual Diseño Mecánico

Entonces la longitud libre del resorte es:

$$L = (N * p) + 2d \qquad Ec. 3.29$$

Dónde:

L : Longitud libre del resorte [mm]
N : Número de espiras activas
P : Paso del resorte [mm]
d : Diámetro del alambre [mm]

Con estas ecuaciones se procede a determinar la Tabla 10, en la que se iteran los valores conocidos, de diámetro *(D)* y paso *(p)* y así determinar las demás dimensiones del resorte, de manera que no sobrepase el valor admisible del esfuerzo cortante y que su longitud no sea mayor a la de pandeo.

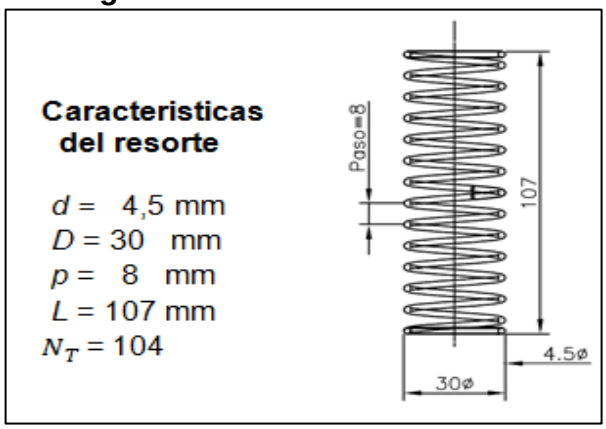
Tabla 10. Iteración de diferentes valores de diámetro del resorte

d(mm)	C	ks	Sut (Mpa)	Sy (Mpa)	Ssy (Mpa)	Pmax (N)	Y/n (mm)	K*n (N/mm)	N	Nt	L(mm)
2	15	1,033	1531,935	1148,951	662,944796	67,18395	11,43737	5,87407407	0,4795	2,4795	7,8361
2,5	12	1,042	1467,687	1100,766	635,141724	124,7098	8,696031	14,3410012	1,1707	3,1707	14,366
3	10	1,05	1417,199	1062,899	613,292769	206,4339	6,94187	29,7375	2,4276	4,4276	25,42
3,5	8,6	1,058	1375,869	1031,902	595,407171	315,7434	5,731163	55,09239	4,4973	6,4973	42,979
4	7,5	1,067	1341,042	1005,782	580,336127	455,7949	4,849647	93,9851852	7,6723	9,6723	69,378
4,5	6,7	1,075	1311,056	983,292	567,359489	629,5439	4,181735	150,546094	12,289	14,289	107,32
5	6	1,083	1284,801	963,6006	555,997558	839,7682	3,659822	229,456019	18,731	20,731	159,85
5,5	5,5	1,092	1261,503	946,1275	545,91558	1089,086	3,241843	335,946557	27,424	29,424	230,39
6	5	1,1	1240,604	930,4526	536,871173	1379,97	2,900316	475,8	38,841	40,841	322,73
6,5	4,6	1,108	1221,683	916,2626	528,683505	1714,763	2,616563	655,349334	53,498	55,498	440,98
7	4,3	1,117	1204,424	903,3176	521,214275	2095,683	2,377464	881,478241	71,957	73,957	589,66
7,5	4	1,125	1188,574	891,4306	514,35547	2524,837	2,173546	1161,62109	94,826	96,826	773,61
8	3,8	1,133	1173,937	880,4527	508,021214	3004,227	1,997806	1503,76296	122,76	124,76	998,05
8,5	3,5	1,142	1160,352	870,2637	502,142166	3535,76	1,844963	1916,43961	156,44	158,44	1268,6
9	3,3	1,15	1147,687	860,7653	496,661577	4121,249	1,710958	2408,7375	196,63	198,63	1591,1
9,5	3,2	1,158	1135,835	851,876	491,532448	4762,424	1,592628	2990,29378	244,11	246,11	1971,8
10	3	1,167	1124,704	843,5276	486,715442	5460,934	1,487468	3671,2963	299,7	301,7	2417,6
11	2,7	1,183	1104,309	828,2318	477,889765	7036,186	1,309023	5375,14491	438,79	440,79	3532,3
12	2,5	1,2	1086,014	814,5102	469,97237	8858,77	1,163668	7612,8	621,45	623,45	4995,6

Fuente: Autor

De la Tabla 10 se determinan las dimensiones del resorte, las cuales se indican en la Figura 30.

Figura 30. Resorte seleccionado



Fuente: Autor

3.2.7.3 Análisis de Pandeo

En un resorte sometido a compresión se puede presentar pandeo, cuando la longitud libre del resorte es mayor a 4 veces el diámetro medio del resorte.

$$L > 4D$$

Para el presente caso se tiene:

$$107 \text{ mm} < 4*30 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$$

Por lo tanto el resorte no presenta pandeo.

CAPITULO IV
CONSTRUCCIÓN MÁQUINA CLASIFICADORA

La construcción de la máquina clasificadora se realiza en un taller mecánico industrial, en donde existen todos los equipos necesarios y se lleva a cabo de acuerdo con los planos de taller.

4.1 MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

A continuación se enlistan los diferentes elementos que se utilizan en la construcción de la maquina clasificadora, como lo son las herramientas, equipos y elementos normalizados.

4.1.1 Herramientas

- Destornilladores
- Brocas
- Llaves
- Disco de corte y de pulir
- Martillo
- Herramientas para tornear

4.1.2 Equipos

- Soldador eléctrico
- Taladro
- Pulidora
- Torno
- Compresor
- Dobladora
- Cizalla

4.1.3 Elementos normalizados

- Motor eléctrico 1 Hp 1725 rpm
- Polea en V, de un canal, diámetro 131,4 mm
- Polea en V, de un canal, diámetro 76,2 mm
- Banda en V, trapezoidal, A61, Lp 1528 mm
- Chumacera SN-506
- Pulsador on/off

- Resorte helicoidal rebajado a escuadra, (*D*=30 mm, *p*=8 mm, L=107 mm, N_T= 14)
- Malla N°16 Norma ASTM 11/95 (1,18 mm de luz)
- El total de tornillería en rosca fina.
- Lámina 9,52 mm
- Lámina 2,38 mm
- Tubo muelle 38,1 mm diámetro
- Extractor industrial de diámetro 254 mm

4.1.4 Elementos a construir

Los elementos a construir son aquellos que componen la máquina clasificadora y la mayoría de ellos se construyen independientes pero al final hacen parte del conjunto dentro del ensamble. Estos elementos son:

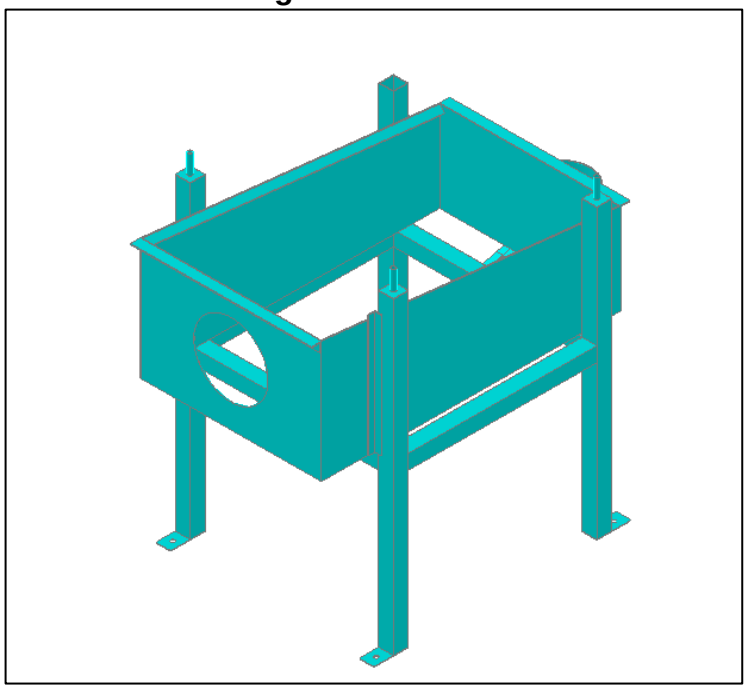
- Bastidor móvil
- Soporte para las chumaceras
- Soportes para los resortes en el bastidor móvil
- Tapa bastidor móvil con visores
- Tolva de salida de las mariposas
- Eje de la máquina y masa excéntrica
- Separador de bolas de caucho
- Estructura de soporte y pies de fijación al suelo
- Tolva de recolección de huevos
- Montaje de extractor de polvo
- Estructura soporte para motor

4.2 COMPONENTES PRINCIPALES MÁQUINA CLASIFICADORA

4.2.1 Chasis

La base o chasis de la máquina clasificadora está compuesta en estructura tubular de acero de 38,1 mm (1 ½") x 38,1 mm (1 ½"), cada una de sus partes son unidades mediante soldadura, ver Figura 31. Esta estructura se compone por las 4 patas principales que transmiten de forma directa la fuerza del resorte proveniente del bastidor móvil al piso, también contiene los laterales que unen las cuatro patas para darle estabilidad a la estructura y a su vez permite ubicar la tolva de salida, el motor, el soporte del extractor industrial y el soporte del recipiente final de las mariposas. El chasis posee 4 láminas de acero de 9,52 mm (3/8”), que funcionan como tapas encapsulando el polvillo y permitiendo que sea extraído totalmente del proceso por medio del ventilador industrial.

Figura 31. Chasis



Fuente: Autor

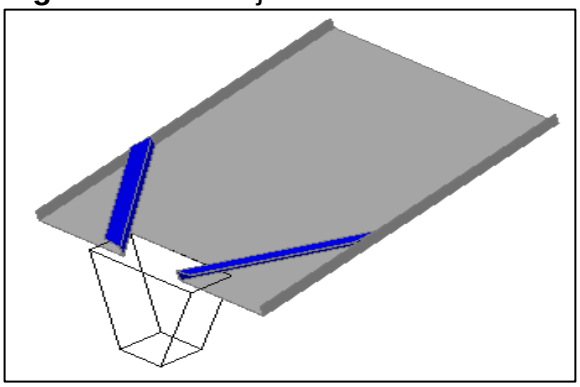
Las patas principales poseen una perforación que permite colocar el perno de anclaje al concreto, y en su parte superior contiene el soporte de apoyo para cada uno de los resortes helicoidales.

Dado que la estructura tubular es hueca en su interior, dependiendo del lugar de instalación de la máquina sobre todo del piso donde será ubicada, se podría rellenar internamente de arena preferiblemente o de concreto en otro caso. De esta manera, la máquina tendría una mayor fijación al piso y permitir que la vibración del sistema se concentre totalmente en el bastidor móvil y la energía en su totalidad sea absorbida por los resortes sin afectar la estructura.

4.2.2 Bandeja para recolección de huevos de *Sitotroga*

Los huevos que se precipitan a través de los tamices deben ser recibidos y conducidos a un depósito. Para esto se coloca una bandeja en lámina de acero galvanizada inclinada, la cual se va estrechando al final mediante unas láminas angulares, ver Figura 32. Esta configuración permite entregar el producto en un recipiente que es colocado en el piso donde se recogen finalmente los huevos.

Figura 32. Bandeja de salida de huevos



Fuente: Autor

4.2.3 Bastidor móvil

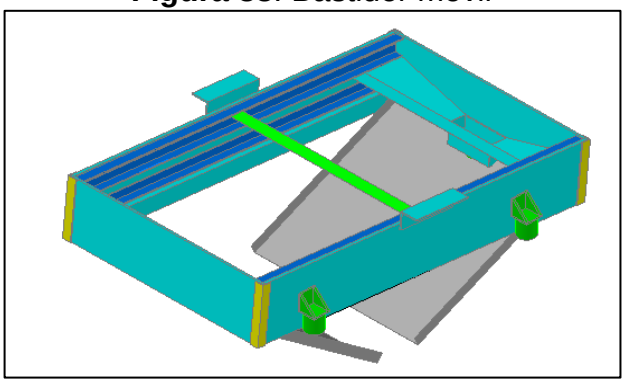
El bastidor es la estructura que contiene todas las partes móviles que deberán vibrar como un solo cuerpo apoyándose en los resortes.

Para la construcción del bastidor se utilizan los siguientes materiales:

- Lámina 9,52 mm
- Lámina 0,09 mm
- Angulo de 20 mm*20 mm

La lámina de 9,52 mm en dos partes conforma la cara más larga de la estructura, esta es soldada a la lámina de 0,09 mm para formar el cajón del bastidor. En el centro del cajón debe colocarse un ángulo perimetral que le de rigidez, para que al momento de templar las mallas la lámina no ceda y se permita un temple de malla ideal, ver Figura 33. Ya definido el cajón se procede a colocar en las paredes laterales el ángulo que soportará la tapa superior.

Figura 33. Bastidor móvil



Fuente: Autor

4.2.4 Mallas o tamices

La máquina clasificadora en construcción contiene dos mallas, las cuales van instaladas y montadas de igual forma, siendo una superior y la otra inferior, los calibres de las mallas se obtienen a partir del tamaño de las partículas a tamizar, en este caso se tiene:

Tamaño de la mariposa: 2 mm de ancho y 5 mm de largo.

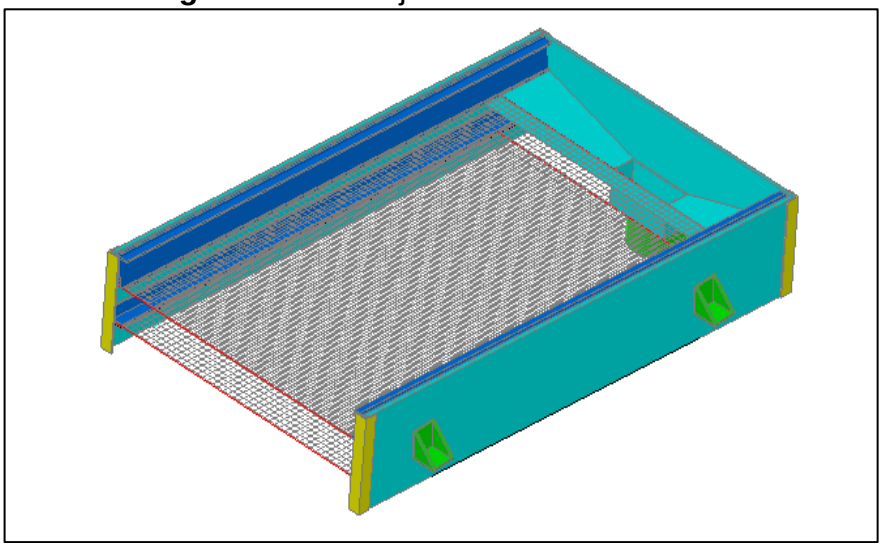
Tamaño huevos de mariposa: 0,27 mm de ancho y 0,6 mm de largo.

Tomando en cuenta el tamaño de la mariposa y los huevos se escogen tamices N°16 de 1,18 mm de luz según norma ASTM E-11/95.

Inicialmente se dobla una lámina de 2,5 mm formando un ángulo contra el bastidor móvil, con el propósito que sirva de soporte para las mallas y a su vez de tapa para los rincones que quedan dentro de las mismas, evitando que se queden allí mariposas, polvo o huevos. Luego se coloca sobre la malla una lámina de 12,7 mm ya perforada, y por debajo de dicha malla se colocan, contra la malla otra lámina de 2,5 mm por su parte más corta y debajo de esta un ángulo de 20 mm todos debidamente perforados y espaciados, ver Figura 34.

Se proceden a atornillar el conjunto que formará las mallas con todo su cuerpo, permitiendo que estas no se deformen al momento de templarlas y puedan ser utilizadas completamente, para tener mayor área de tamizado libre.

Figura 34. Montaje mallas clasificadoras



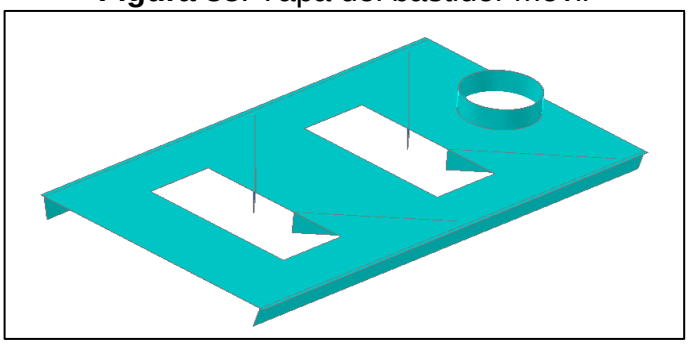
Fuente: Autor

4.2.5 Tapa del bastidor móvil

En el diseño del bastidor móvil se tiene en cuenta que se trabaja con mariposas, por eso el proceso requiere que los insectos no se escapen, no se maltraten, mueran aplastados o simplemente se queden en la máquina. Por las razones anteriores de diseño, la tapa del bastidor móvil permitirá contrarrestar los problemas mencionados.

La tapa está construida de lámina de 2,5 mm de espesor, con visores en acrílico que permitan visualizar el flujo dentro de la máquina. Esta tapa también contiene el orificio de entrada de las mariposas y huevos, el cual es construido en forma que, cómodamente, pueda ser colocado el recipiente que contiene las mariposas y que no permita que en el momento del depósito se pierdan insectos y huevos, ver Figura 35. Inicialmente se pensó en tres entradas pero analizando el flujo interno de la máquina y el espacio con que se cuenta de diseño, se optó por una sola entrada pues se tenía un mejor flujo, hacia la operación más cómoda y se adaptaba fácilmente al diseño.

Figura 35. Tapa del bastidor móvil



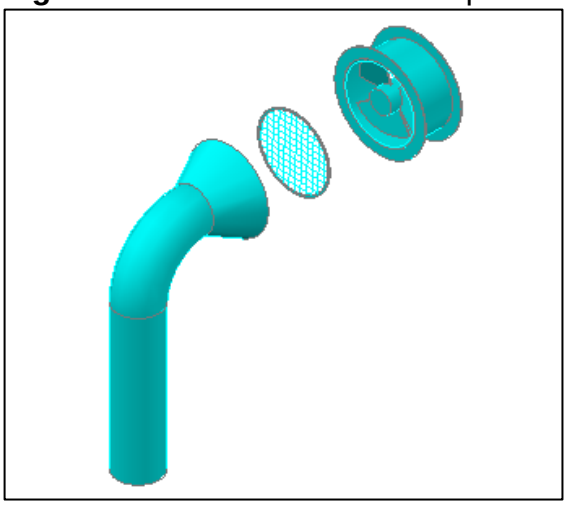
Fuente: Autor

Para garantizar que la tapa este hermética internamente se le coloca uno de los mismos ángulos de lámina 2,5 mm que contienen las mallas. La tapa va atornillada fácilmente al ángulo que la soporta, el cual esta soldado a la estructura del bastidor, de forma que permita retirarla para realizar la limpieza a la máquina internamente.

4.2.6 Extractor de polvillo

El extractor de polvo consta de un ventilador comercial de 254 mm de diámetro, que es utilizado para extraer el polvo y toda la suciedad que es generada dentro de la operación. El extractor es ubicado de forma que no extraiga los huevos, los cuales son poco densos, aunque más densos que los residuos generados. Dado que el polvo que se genera es perjudicial para la salud, este al salir del extractor debe ser encaminado a una superficie húmeda que permita evacuarlo sin ser volátil, ver Figura 36.

Figura 36. Sistema extractor de polvillo



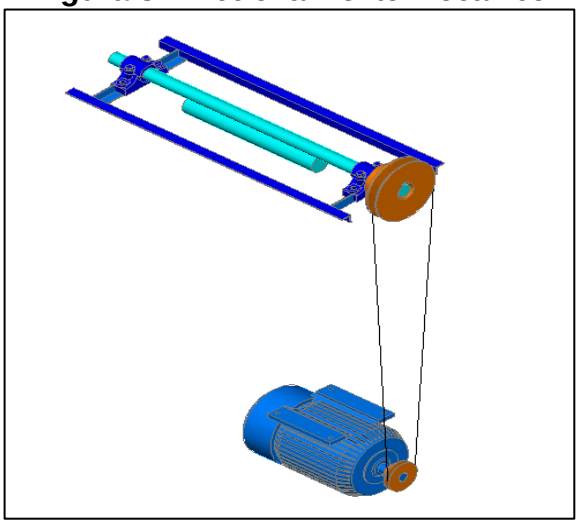
Fuente: Autor

Para la instalación del extractor se realiza un orificio en la lámina del cajón de recolección a una altura y diámetro definidos por los planos, luego se atornilla a la lámina permitiendo que la salida quede totalmente libre para poder adaptar el elemento húmedo.

4.2.7 Accionamiento mecánico

La máquina clasificadora recibe el movimiento por medio de un accionamiento mecánico, compuesto por un motor eléctrico, dos poleas, una correa trapezoidal y un eje con una masa excéntrica, la cual produce la vibración del bastidor móvil debido al desbalanceo en el eje, ver Figura 37.

Figura 37. Accionamiento mecánico

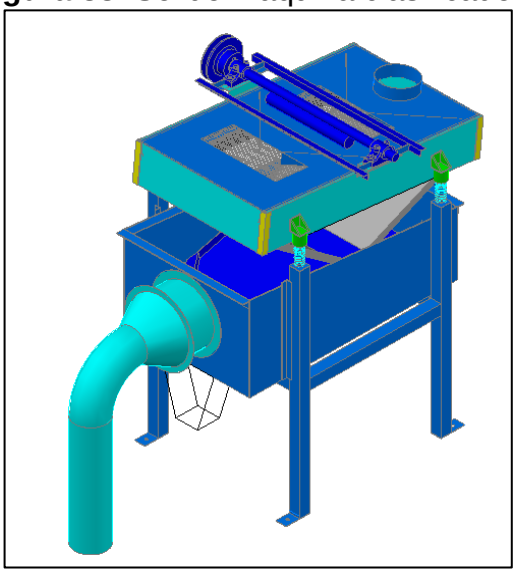


Fuente: Autor

4.3 ENSAMBLE DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA

Una vez terminada la etapa de diseño y cálculo de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, se realizaron los planos para la construcción de la misma, ver Anexo E, obteniendo un modelo estructural tal y como se muestra en la Figura 38.

Figura 38. Sólido máquina clasificadora



Fuente: Autor

En la Figura 39 se puede ver parcialmente la máquina clasificadora construida, las fotografías son tomadas en el taller mecánico.

Figura 39. Fotografías construcción parcial de la máquina

Fuente: Autor

En la Figura 40 se puede ver la fotografía de la máquina instalada en el laboratorio de la empresa Bioagro, se encuentra anclada al piso en concreto por medio de cuatro (4) pernos de diámetro de 6,35 mm, y provisionalmente se simula la extracción del polvillo hacia un balde con agua, próximamente se adecuará una tubería en pvc con salida hacia un drenaje del laboratorio.

Figura 40. Máquina clasificadora instalada

Fuente: Autor

4.4 COSTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

La empresa Bioagro aportó el presupuesto necesario para la construcción de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, ver Tabla 11, a cambio la máquina quedará de su propiedad y a su disposición.

Tabla 11. Costo construcción máquina clasificadora

DESCRIPCIÓN		CANT.	UNIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL	FINANCIADOR
1	Ingeniería	1	Ejecutor	$ 500.000	$ 500.000	BIOAGRO
2	Transporte	20	Viajes	$ 3.400	$ 68.000	
3	Papelería	500	Hojas	$ 20	$ 10.000	
4	Impresiones	200	Hojas	$ 300	$ 60.000	
5	Piezas constructivas					
5.1	Motor Eléctrico de 1 HP	1	Pza	$ 260.000	$ 260.000	
5.2	Extractor industrial 254 mm	1	Pza	$ 165.000	$ 165.000	
5.3	Polea en V diámetro 131,4 mm	1	Pza	$ 45.000	$ 45.000	
5.4	Polea en V diámetro 76,2 mm	1	Pza	$ 28.000	$ 28.000	
5.5	Chumaceras y rodamientos	2	Pza	$ 48.000	$ 96.000	
5.6	Malla N° 16	2	Pza	$ 35.000	$ 70.000	
5.7	Resortes	4	Pza	$ 6.500	$ 26.000	
5.8	Eje con excéntrica	1	pza	$ 64.000	$ 64.000	
5.9	Ángulos metálicos y láminas	40	kg	$ 3.200	$ 128.000	
5.10	Consumibles	varios	pza	$ 87.000	$ 87.000	
6	Mano de obra	1	Mecánico	$ 800.000	$ 800.000	
TOTAL					$ 2.407.000	

Fuente: Autor

CAPÍTULO IV
PRUEBAS, INSTRUCTIVOS Y OPORTUNIDADES DE MEJORA

5.1 PRUEBAS MÁQUINA CLASIFICADORA

Se elaboraron dos formatos, ver Tabla 12 y 13, con el fin de medir el nivel de aceptación, funcionamiento y efectividad de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga* para la empresa Bioagro.

Tabla 12. Formato de operación máquina clasificadora

Bioagro	MAQUINA CLASIFICADORA DE HUEVOS DE SITOTROGA																			Formato Nº 1
Fecha	Nombre Operario	Hora Inicio cernido	Hora Finaliza Cernido	Tiempo Total	Metodo utilizado		Nivel de clasificación			Observaciones
					Manual	Mecanico	Bueno	Regular	Malo	

Fuente: Autor

Tabla 13. Formato de aceptación máquina clasificadora

Bioagro	MAQUINA CLASIFICADORA DE HUEVOS DE SITOTROGA	Formato N° 2

1. Entendimiento del funcionamiento de la máquina clasificadora de huevos de sitotroga

Bueno ☐ Regular ☐ Malo ☐

Observaciones: _____

2. Facilidad de manejo de la máquina clasificadora de huevos de sitotroga

Bueno ☐ Regular ☐ Malo ☐

Observaciones: _____

3. Tiempo utilizado en el cernido por la máquina clasificadora de huevos de sitotroga

Bueno ☐ Regular ☐ Malo ☐

Observaciones: _____

4. Espacio requerido para la máquina clasificadora de huevos de sitotroga

Bueno ☐ Regular ☐ Malo ☐

Observaciones: _____

Fuente: Autor

5.1.1 Análisis formato N°1

El formato de operación N°1, ver Tabla 12, se diligenció a partir de 50 pruebas de campo, con 2 operarios que son los encargados del proceso, obteniendo tiempos de cernido similares, y mostrando preferencia por el proceso mecánico realizado con la clasificadora de huevos de *Sitotroga*.

Al analizar los datos, ver Tabla 14 y 15, se obtuvo que:

Tabla 14. Medición de tiempo de operación

TIEMPO PROMEDIO EMPLEADO EN CERNIDO POR CADA TARRO	
MANUAL	**MECÁNICO**
7 min	2 min

Fuente: Autor

Tabla 15. Nivel de clasificación de huevos de *Sitotroga*

NIVEL DE CLASIFICACIÓN DE HUEVOS DE *SITOTROGA*			
CERNIDO	**BUENO**	**REGULAR**	**MALO**
MANUAL	90%	10%	0
MECANICO	80%	20%	0

Fuente: Autor

El señor Evelio Barco, representante legal de la empresa Bioagro, mostró preferencia por el sistema de clasificacion de huevos de *Sitotroga* mecánico, ya que el tiempo empleado en el cernido es menor y su nivel de clasificación es bueno.

5.1.2 Análisis formato N°2

Frente a las preguntas formuladas sobre el manejo de la máquina clasificadora a los operarios y empresario, ver Tabla 13, se obtuvieron en todos los casos buenas respuestas, realizando observaciones positivas del cernido mecánico, al compararlo con el cernido manual utilizado actualmente. Motivo por el cual se puede decir que la máquina clasificadora, tiene un nivel de aceptación bueno en el proceso de obtención de huevos de *Sitotroga* en la empresa Bioagro.

5.2 INSTRUCTIVO DE OPERACIÓN

La puesta en marcha de la máquina significa poner en funcionamiento toda la máquina para clasificar los tres productos del proceso, las mariposas, los huevos de *Sitotroga* y el polvillo. Para ello se requiere seguir los siguientes pasos:

5.2.1 Paso 1. La máquina debe estar en perfecto estado, es decir ningún imperfecto, no deben haber partes sueltas y debe poseer todas las tapas del cuerpo principal antes de comenzar la labor.

5.2.2 Paso 2. El sistema eléctrico debe estar libre de cualquier objeto extraño, no debe haber cables pelados ni en contacto de ningún elemento que pueda generar un corto eléctrico.

5.2.3 Paso 3. Verificar por las ventanillas de inspección de la tapa del bastidor móvil de la máquina clasificadora, que las mallas o tamices se encuentren libres y estén bien fijas a la máquina.

5.2.4 Paso 4. Antes de bajar la cuchilla para el paso de energía eléctrica a la máquina clasificadora, se debe verificar que el interruptor de la misma está en la posición OFF o apagado.

5.2.5 Paso 5. Verificar que la conexión de voltaje de la máquina este suministrada por una fuente de 110 V AC a una frecuencia de 60 Hz.

5.2.6 Paso 6. Luego de comprobar y realizar los pasos anteriores, se procede a bajar la cuchilla de alimentación de energía eléctrica, posteriormente de debe encender la máquina clasificadora, mediante el interruptor en la posición ON o encendido, y no se debe alimentar la máquina con el producto a clasificar, hasta comprobar que el sistema funciona en perfectas condiciones.

5.2.7 Paso 7. Una vez la máquina está funcionando en condiciones estables, se puede alimentar con un tarro de producto a clasificar con una diferencia mínima de 30 segundos entre material a separar.

5.2.8 Paso 8. Después de la puesta en marcha de la máquina con todos los mecanismos fijos y estables, la operación se reduce al control y majo que se le dé. El operador de la máquina deberá tener un libro de registros de operación de la misma, donde se registre el comportamiento y sus fallas, pero principalmente las tareas de mantenimiento realizadas o por realizar.

5.3 INSTRUCTIVO DE MANTENIMIENTO

Realizarle mantenimiento a la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga* es muy importante, ya que así se asegura la disponibilidad de la misma en todo momento, dando así alta confiabilidad al proceso. El mantenimiento está enfocado en la mejora continua y prevención de fallas, que permite reducir costos por cambio de repuestos y paradas repentinas, lo cual permite una preparación constante para actuar sin dejar caer la producción.

Es importante instruir a los empleados o colaboradores la necesidad e importancia del mantenimiento, tener las herramientas necesarias, equipos y accesorios en buenas condiciones. Pero lo primordial es exigir que solamente las personas autorizadas realicen dicho mantenimiento, con el fin de evitar accidentes o daños en la máquina clasificadora.

5.3.1 Precaución. Antes de iniciar cualquier labor de mantenimiento en la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, esta debe estar desconectada de la energía eléctrica y siempre dejar una nota colgada de la cuchilla, breaker o

interruptor, en la que se indique que la máquina está en mantenimiento o en reparación, con el fin de evitar accidentes.

5.3.2. Limpieza. Antes de iniciar y al finalizar la jornada laboral se recomienda realizar una limpieza de la máquina, y alrededor de la misma, con el fin de no dejar ningún objeto cerca del dispositivo prealimentador, ni sobre ninguna parte móvil de la máquina, que pueda causar un accidente o un daño al interior de la misma.

5.3.3 Plan de mantenimiento. La máquina, con la acción del tiempo y del uso está sujeta a un proceso irreversible de desgaste, de envejecimiento y a una degradación de eficiencia técnica. Por lo tanto, para aliviar estos males inevitables se requiere asociar la vida de esta máquina con el mantenimiento, para lo cual se pondrá énfasis en los elementos que presentarán con el paso del tiempo fallas debido a su desgaste o deterioro prematuro. En la Tabla 16 se indican todas las actividades, frecuencia y el responsable de dichas actividades para realizar el mantenimiento de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga* en la empresa Bioagro.

Tabla 16. Plan de mantenimiento

Equipo	Actividad	Frecuencia	Responsable
Clasificadora de huevos de *Sitotroga*	Limpieza interna y externa	Semanal	Operador
	Engrasar chumaceras	Cada mes	Mecánico
	Revisar resortes	Cada mes	Mecánico
	Revisar banda	Cada dos meses	Mecánico
	Revisar sistema eléctrico	Cada dos meses	Mecánico
	Revisar funcionamiento del motor	Cada dos meses	Mecánico

Fuente: Autor

5.4 INSTRUCTIVO DE SALUD OCUPACIONAL Y SEGURIDAD INDUSTRIAL

En todos los ámbitos empresariales, el principal recurso con que cuenta una empresa es el capital humano. Teniendo en cuenta la importancia que representan las personas para las empresas, es primordial fijar un control claro en los riesgos que atentan contra la salud de los trabajadores y contra sus recursos materiales y financieros.

Ninguna empresa desearía accidentes de trabajo y enfermedades profesionales para sus empleados, pues estas afectan directa y negativamente el flujo normal de la empresa y por lo tanto ponen en riesgo su solidez. Así mismo, para los trabajadores los riesgos pueden terminar convertidos en implicaciones familiares y sociales.

Por todos estos motivos, las gerencias y administraciones de recursos humanos deben buscar y asumir buenas prácticas de salud ocupacional que le garanticen a las compañías un mantenimiento y mejoramiento de los niveles de eficiencia en sus operaciones, brindando a los trabajadores un espacio laboral seguro.

5.4.1 Factores de riego eléctrico. El tratamiento preventivo de la problemática del riesgo eléctrico obliga a saber identificar y valorar las situaciones irregulares, antes que suceda algún accidente. A partir de este conocimiento, se tendrán criterios objetivos que permitan detectar la situación de riesgo y valorar su grado de peligrosidad. Luego se deberán seleccionar las medidas preventivas aplicables.

Tabla 17. Factores de riesgo eléctrico

Riesgo	**Posible causa**	**Medida de protección**
Arco eléctrico	Malos contactos, corto circuito, apertura de interruptores con carga.	Utilizar materiales envolventes resistentes a los arcos.
Contacto indirecto	Fallas de aislamiento, falta de conductor de puesta a tierra.	Separación de circuitos, uso de muy baja tensión, sistemas de puesta a tierra, interruptores diferenciales.
Cortocircuito	Fallas de aislamiento, accidentes externos.	Interruptores automáticos con dispositivos de disparo de máxima corriente o fusibles.
Electricidad estática	Unión y separación constante de materiales como aislantes o conductores.	Sistema de puesta a tierra, conexiones equipotenciales, aumento de la humedad relativa.
Sobrecarga	Superar el límite nominal del equipo, conexiones flojas.	Interruptores automáticos con relés de sobrecarga.
Tensiones de contacto	Rayos, fallas de aislamiento.	Puestas a tierra de baja resistencia, alta resistividad del piso.

Fuente: Codensa. Riesgo eléctrico a la vuelta de su empresa. {En línea}. {28 de octubre de 2014} disponible en: (http://empresas.micodensa.com/BancoConocimiento/G/gestion_integral_de_la_energia_mayo_2013/gestion_integral_de_la_energia_mayo_2013.asp).

5.4.2 Factores de riesgo mecánico. Todos los objetos, equipos, herramientas que por sus condiciones de funcionamiento, diseño o por la forma, tamaño, ubicación y disposición del último tienen la capacidad potencial de entrar en contacto con las personas o materiales, provocando lesiones en los primeros o daños en los segundos.

Tabla 18. Factores de riesgo mecánico

Riesgo	Posible causa	Medida de protección
Corte	Filos en la máquina	Realizar redondeos e inspección de filos periódicamente.
Atrapamiento	Puesta en marcha imprevista de la máquina.	Utilizar guardas en la máquina, principalmente en el eje con la excéntrica y en la correa trapezoidal.
Arrastre	Uso de ropa holgada, relojes, pulseras, cabello suelto.	Usar dotación y elementos de protección personal.
Impacto	Desprendimiento de piezas	Ajustar las piezas de la máquina periódicamente.

Fuente: Autor

5.5 DIAGNÓSTICO DE FALLAS

El diagnóstico de una falla es una labor de destreza que es parte de la experiencia que se gana con el trabajo diario y que compete plenamente al operador, quien debe analizar las posibles causas de fallas y luego tomar acciones dependiendo de la magnitud de las mismas. Esta información, que debe ser registrada en el "libro de registro de mantenimiento y fallas". De esta forma es posible programar acciones de mantenimiento en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución.

5.5.1 Diagnóstico de fallas sistema eléctrico

En la Tabla 19, se muestran las posibles causas que pueden generar una falla de tipo eléctrico, en la máquina clasificadora.

Tabla 19. Diagnóstico de fallas eléctricas

Falla	Posible causa	Acción correctiva
Máquina no enciende	No hay energía en la línea principal.	Verificar el circuito y reparar si es necesario.
	Defectos en la línea de transmisión.	Revisar línea de transmisión por tramos, verificar y reparar.
	Cortocircuitos en la línea	No sobrepasar la capacidad de trabajo del motor durante su funcionamiento.

Fuente: Autor

5.5.2 Diagnóstico de fallas en la transmisión mecánica

En la Tabla 20, se muestran las posibles causas que pueden generar una falla de tipo mecánico, en la máquina clasificadora.

Tabla 20. Diagnóstico de fallas mecánicas

Falla	Posible causa	Acción correctiva
Ruido en los rodamientos	Rodamientos defectuosos	Cambiar los rodamientos
Calentamiento en los rodamientos	Exceso de grasa	Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa y probar nuevamente.
	Falta de grasa	Engrasar y probar.
	Inadecuado alineamiento	Revisar alineamiento y corregir si es necesario.
Vibración y daño en la banda o correa en V	Falta tensado de la banda	Inspeccionar y si es el caso tensar bien la banda jugando con la posición del motor.
Vibración del motor	Pernos de sujeción flojos	Revisar y ajustar pernos.

Fuente: Autor

5.6 OPORTUNIDADES DE MEJORA

En la actualidad todas las empresas deben estar en procura de mejorar sus procesos continuamente, en busca de la calidad y competitividad requerida para el crecimiento del negocio, es por esta razón que se puede pensar en proyectar ciertas mejoras para aumentar la efectividad de la máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*.

5.6.1 Bastidor móvil regulable. Si bien cierto que el bastidor móvil se diseñó con una inclinación tal, que permitiera la salida de las mariposas hacia el depósito de mariposas, se podría pensar que dependiendo de la cantidad de producto a clasificar, la retención de mariposas en el tamiz superior, y el tiempo de residencia del polvillo en el sistema, la labor sería más efectiva si el bastidor móvil fuera graduable, ósea que permitiera modificarse su inclinación con un dispositivo práctico, eficaz y fácil de usar.

5.6.2 Compuerta o "Damper" en extractor de polvillo. Con el fin de disminuir la pérdida de huevos de *Sitotroga* por el arrastre involuntario de la extracción de polvillo, se podría graduar por un medio mecánico, como una compuerta ajustable las características del flujo de extracción, tales como presión y velocidad, que permitirían variar la relación en tiempo real de extracción de polvillo, según como se vayan presentando las proporciones de producto clasificado.

CONCLUSIONES

El presente trabajo de grado se centra en el diseño y construcción de una máquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, la cual funciona bajo el principio de desbalanceo mediante una masa excéntrica, utilizando los conceptos de vibraciones mecánicas y diseño de máquinas adquiridos durante la formación como ingeniero mecánico.

En cada una de las etapas del desarrollo metodológico se han alcanzado los objetivos propuestos con respecto a:

- Diagnosticar las variables del proceso de cernido
- Identificar los requerimientos de los componentes de la máquina
- Diseñar el conjunto de piezas que conforman la máquina clasificadora
- Dimensionar las piezas mediante cálculo analítico
- Seleccionar materiales de construcción de la máquina
- Elaborar planos de construcción de conjunto y de detalle de las piezas
- Construir y ensamblar la máquina clasificadora
- Realizar pruebas de funcionamiento
- Elaborar manual de operación

Durante la etapa de diseño, se decidió que el bastidor móvil de la máquina clasificadora tuviera posibilidad de realizar la alimentación de material a separar, sólo de un tarro a la vez, con el fin de evitar volúmenes de material que simplemente fueran transportados al depósito de mariposas sin clasificación alguna. Esta configuración le permite a la máquina clasificadora tener un flujo de material constante, que es separado en los tres elementos que lo componen, cumpliendo con la meta propuesta al inicio del presente trabajo de grado, la obtención de los huevos de *Sitotroga*.

Los tamices seleccionados para la máquina clasificadora, cumplen su función adecuadamente, ya que al momento de realizar pruebas en el proceso de obtención de huevos de *Sitotroga*, ninguna mariposa pasa a través del primer tamiz o malla y como era de esperarse, permite el paso del polvillo y los huevos hacia la siguiente etapa de clasificación de la máquina.

El sistema de extracción de la máquina clasificadora cumple con los requerimientos planteados al inicio del proyecto, ya que durante la operación de la máquina no se ve polvillo en el ambiente, lo cual indica que el polvillo está siendo conducido efectivamente hacia el drenaje que se dispuso para este fin. La extracción de polvillo controlada del proceso le permite a la empresa Bioagro, mejorar sus condiciones de salud ocupacional, disminuyendo el factor de riesgo químico por inhalación de polvo, por parte de los funcionarios del proceso.

Al realizar pruebas de funcionamiento de la máquina clasificadora, se pudo evidenciar una reducción en el tiempo de obtención de huevos de *Sitotroga* de 5 minutos por cada tarro estandarizado del laboratorio con producto a separar, las mariposas quedaron en un depósito aparte y ambos productos estaban libres del polvillo que fue extraído del proceso hacia un drenaje, completando el ciclo de funcionamiento esperado en el diseño de la máquina.

La adquisición de la maquina clasificadora de huevos de *Sitotroga*, le permite a la empresa Bioagro la tecnificación de uno de sus procesos artesanales, obteniendo mejores resultados y un mayor aprovechamiento de sus recursos con la estandarización del proceso. Lo cual le ayuda a generar valor a la empresa, aumentando su competitividad y permitiéndole tener un crecimiento basado en un desarrollo sostenible.

ANEXOS

ANEXO A
Selección de Poleas

Figura A1. Selección de poleas

Poleas perfil "A/B"

1 Canal										
F = 7/8" hasta 1 B 64 SDS; F = 1" Otras										
Nº de Parte	Diámetro Primitivo		OD inch	Tipo	Bush	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)
	Correa A inch	Correa B inch								
1 B 3.4 SH	3.0	3.4	3.75	D-1	SH	9/16	0	1 5/16	1/8	0,55
1 B 3.6 SH	3.2	3.6	3.95	D-1	SH	9/16	0	1 5/16	1/8	0,59
1 B 3.8 SH	3.4	3.8	4.15	D-1	SH	9/16	0	1 5/16	1/8	0,73
1 B 4.0 SH	3.6	4.0	4.35	C-1	SH	1/4	5/16	1 5/16	3/16	0,82
1 B 4.2 SH	3.8	4.2	4.55	C-1	SH	1/4	5/16	1 5/16	3/16	0,91
1 B 4.4 SH	4.0	4.4	4.75	C-1	SH	1/4	5/16	1 5/16	3/16	1,00
1 B 4.6 SDS	4.2	4.6	4.95	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,09
1 B 4.8 SDS	4.4	4.8	5.15	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,18
1 B 5.0 SDS	4.6	5.0	5.35	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,36
1 B 5.2 SDS	4.8	5.2	5.55	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,55
1 B 5.4 SDS	5.0	5.4	5.75	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,73
1 B 5.6 SDS	5.2	5.6	5.95	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	1,82
1 B 5.8 SDS	5.4	5.8	6.15	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,00
1 B 6.0 SDS	5.6	6.0	6.35	C-1	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,09
1 B 6.2 SDS	5.8	6.2	6.55	C-2	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,18
1 B 6.4 SDS	6.0	6.4	6.75	C-2	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,27
1 B 6.6 SDS	6.2	6.6	6.95	C-2	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,45
1 B 6.8 SDS	6.4	6.8	7.15	C-2	SDS	5/16	5/16	1 3/8	3/16	2,55
1 B 7.0 SDS	6.6	7.0	7.35	C-2	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	2,73
1 B 7.4 SDS	7.0	7.4	7.75	C-2	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	2,86
1 B 8.0 SDS	7.6	8.0	8.35	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	3,00
1 B 8.6 SDS	8.2	8.6	8.95	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	3,18
1 B 9.4 SDS	9.0	9.4	9.75	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	3,64
1 B 11.0 SDS	10.6	11.0	11.35	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	4,55
1 B 12.4 SDS	12.0	12.4	12.75	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	5,45
1 B 13.6 SDS	13.2	13.6	13.95	C-3	SDS	1/2	1/8	1 3/8	1/8	6,36
1 B 15.4 SK	15.0	15.4	15.75	C-3	SK	9/16	1/8	1 15/16	3/8	7,73
1 B 16.0 SK	15.6	16.0	16.35	C-3	SK	9/16	1/8	1 15/16	3/8	8,18
1 B 18.4 SK	18.0	18.4	18.75	C-3	SK	9/16	1/8	1 15/16	3/8	9,09
1 B 20.0 SK	19.6	20.0	20.35	C-3	SK	9/16	1/8	1 15/16	3/8	10,45
	24.6	25.0	25.35							
	29.6	30.0	30.35							
	37.6	38.0	38.35							

Fuente: Ducasse. Catálogo de poleas. {En línea}. {3de octubre de 2014} disponible en: (http://www.ducasse.cl/images/PDF%20CATALOGOS/ CORREAS %20Y%20P OLEAS/Poleas%20Perfil%20Americano%20Cl%C3%A1sico.pdf).

ANEXO B
Factores de seguridad, diseño de máquinas

Tabla A.1 Factores de seguridad

Tabla 3.1 Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados. Modificada de Faires[2].

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	**3 – 4**	**1.5 - 2**	**5 – 6**	**7**
Las siguientes recomendaciones **NO** se deben adoptar si se hace análisis por fatiga				
Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 – 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 – 12	15
Choque fuerte	10 – 15	5 – 7	15 – 20	20

* Resistencia máxima se refiere a S_u, S_{uc} o S_{us} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)
** Resistencia de fluencia se refiere a S_y, S_{yc} o S_{ys} (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

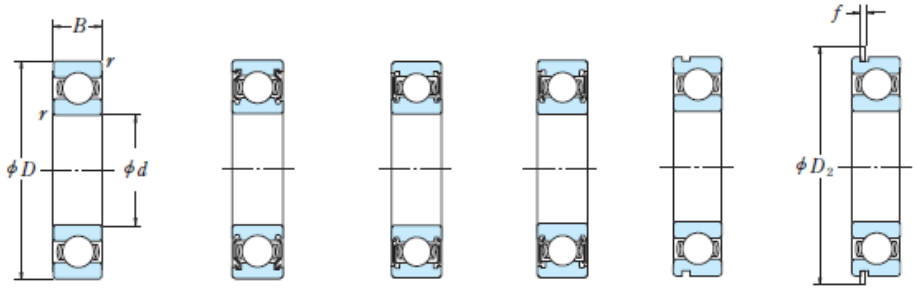
Fuente: [5] VANEGAS USECHE, Libardo. M. Sc. Ph. D

ANEXO C
Selección de rodamientos

Figura A2. Selección de rodamientos

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro Interior 25~45 mm



Tipo Abierto | Tipo Blindado ZZ | Tipo Sellado Sin Contacto VV | Tipo Sellado Con Contacto DD · DDU | Con Ranura para Anillo de Fijación N | Con Anillo de Fijación NR

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)		(kgf)		Factor	Velocidad Limite (rpm)			Números de Rodamiento			
									Grasa		Aceite				
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Abierto Z · ZZ V · VV	DU DDU	Abierto Z	Abierto	Blindado	Sellado	
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	**6805**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	**6905**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	**16005**	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	**6005**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	**6205**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	**6305**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
28	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	**60/28**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	**62/28**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	**63/28**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
30	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	**6806**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	**6906**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	**16006**	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	**6006**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	**6206**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	**6306**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
32	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	**60/32**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	**62/32**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	**63/32**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
35	47	7	0.3	4 900	4 100	500	420	16.7	14 000	7 500	16 000	**6807**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	55	10	0.6	10 600	7 250	1 080	740	15.5	12 000	7 500	15 000	**6907**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	62	9	0.3	11 700	8 200	1 190	835	15.6	11 000	—	13 000	**16007**	—	—	—
	62	14	1	16 000	10 300	1 630	1 050	14.8	11 000	6 700	13 000	**6007**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	72	17	1.1	25 700	15 300	2 620	1 560	13.8	9 500	6 300	11 000	**6207**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	80	21	1.5	33 500	19 200	3 400	1 960	13.2	8 500	6 000	10 000	**6307**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
40	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	**6808**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	**6908**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	**16008**	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	**6008**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	80	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	**6208**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	**6308**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
45	58	7	0.3	6 600	6 150	670	625	17.2	11 000	6 000	13 000	**6809**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	68	12	0.6	14 100	10 900	1 440	1 110	15.9	9 500	5 600	12 000	**6909**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	75	10	0.6	14 900	11 400	1 520	1 160	15.9	9 000	—	11 000	**16009**	—	—	—
	75	16	1	20 900	15 200	2 140	1 550	15.3	9 000	5 300	11 000	**6009**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	85	19	1.1	31 500	20 400	3 200	2 080	14.4	7 500	5 300	9 000	**6209**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	100	25	1.5	53 000	32 000	5 400	3 250	13.1	6 700	4 800	8 000	**6309**	**ZZ**	**VV**	**DDU**

Notas (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A53..
(2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente d_a y disminuya D_a respecto a los valores indicados.

B 10

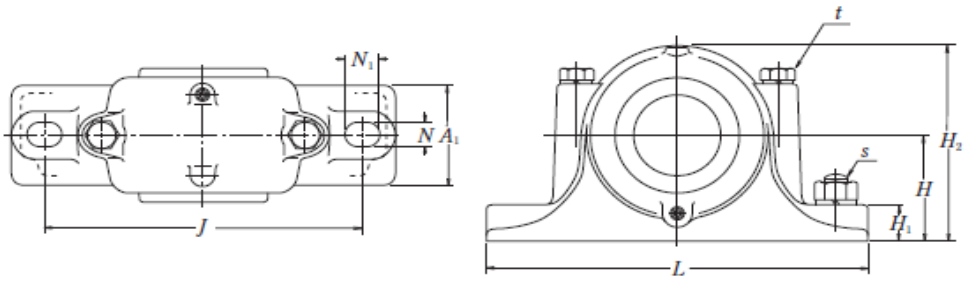
Fuente: [9] Catálogo NSK No. E1102c.

ANEXO D
Selección de chumaceras

Figura A3. Selección de rodamientos

SOPORTES DE FUNDICION DE TIPO ESTÁNDARD

Tipos SN 5 y SN 6
Diámetro del Eje 20~55 mm



Diám. del Eje (mm) d_1	Números de Soportes para Rod. (1)	Dimensiones (mm) D H8	H h13	J	N	N_1	A	L	A_1	H_1	H_2	g H13	t nominal	s nominal	Masa (kg) aprox.
20	**SN 505**	52	40	130	15	20	67	165	46	22	75	25	M 8	M 12	1.1
	SN 605	62	50	150	15	20	80	185	52	22	90	34	M 8	M 12	1.6
25	**SN 506**	62	50	150	15	20	77	185	52	22	90	30	M 8	M 12	1.7
	SN 606	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	37	M 10	M 12	1.8
30	**SN 507**	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	33	M 10	M 12	1.9
	SN 607	80	60	170	15	20	90	205	60	25	110	41	M 10	M 12	2.6
35	**SN 508**	80	60	170	15	20	85	205	60	25	110	33	M 10	M 12	2.6
	SN 608	90	60	170	15	20	95	205	60	25	115	43	M 10	M 12	2.9
40	**SN 509**	85	60	170	15	20	85	205	60	25	112	31	M 10	M 12	2.8
	SN 609	100	70	210	18	23	105	255	70	28	130	46	M 12	M 16	4.1
45	**SN 510**	90	60	170	15	20	90	205	60	25	115	33	M 10	M 12	3.0
	SN 610	110	70	210	18	23	115	255	70	30	135	50	M 12	M 16	4.7
50	**SN 511**	100	70	210	18	23	95	255	70	28	130	33	M 12	M 16	4.5
	SN 611	120	80	230	18	23	120	275	80	30	150	53	M 12	M 16	5.8
55	**SN 512**	110	70	210	18	23	105	255	70	30	135	38	M 12	M 16	5.0
	SN 612	130	80	230	18	23	125	280	80	30	155	56	M 12	M 16	6.5

Nota (1) Incluye el retén de aceite.
Para realizar un pedido de una unidad completa, especifique "Soporte partido + rodamiento + adaptador+anillo de fijación".
Observaciones Las roscas para los tapones son R 1/8.

B 302

Fuente: [9] Catálogo NSK No. E1102c.

ANEXO E
Diseño de elementos mecánicos. Cálculo de los resortes.

Figura A4. Constantes para estimar resistencia en resortes

Tabla 10-2 CONSTANTES A EMPLEAR EN LA ECUACIÓN (10-11) PARA ESTIMAR LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN DE ALGUNOS ACEROS PARA RESORTES

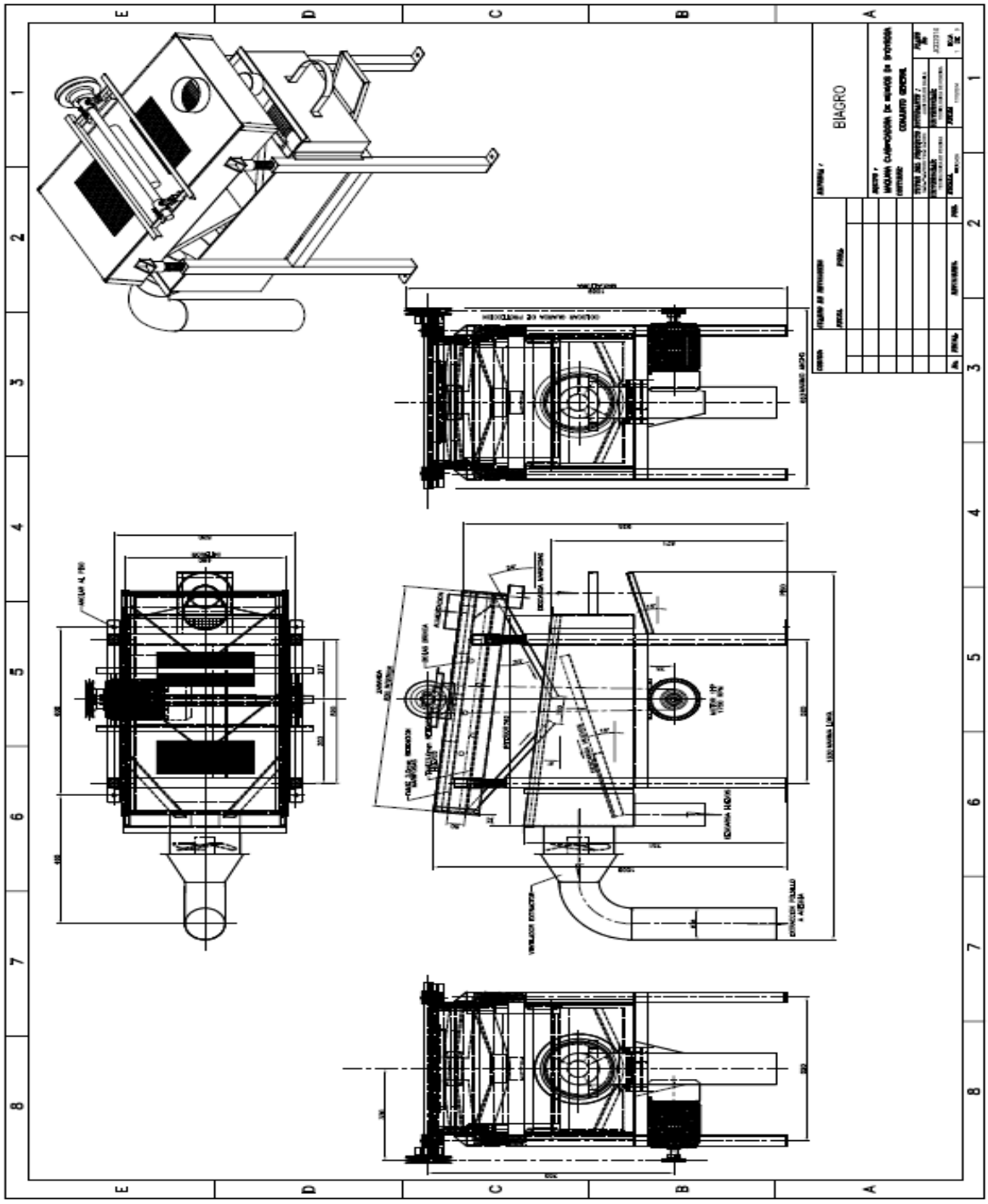
Material	Intervalo de calibres, pulg	Intervalo de calibres, mm	Exponente, m	Constante, A kpsi	Constante, A MPa
Alambre para cuerda musical[a]	0.004 – 0.250	0.10 – 6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite[b]	0.020 – 0.500	0.50 – 12	0.186	149	1880
Alambre estirado duro[c]	0.020 – 0.500	0.70 – 12	0.192	136	1750
Al cromo vanadio[d]	0.032 – 0.437	0.80 – 12	0.167	169	2000
Al cromo silicio[e]	0.063 – 0.375	1.6 – 10	0.112	202	2000

[a] La superficie es lisa, no tiene defectos y con brillante acabado lustroso.
[b] Tiene una ligera capa, proveniente del tratamiento térmico, que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.
[c] La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.
[d] Alambre revenido de calidad para aviones; también puede obtenerse recocido.
[e] Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

Fuente: [8] SHIGLEY, J. E., Manual Diseño Mecánico;

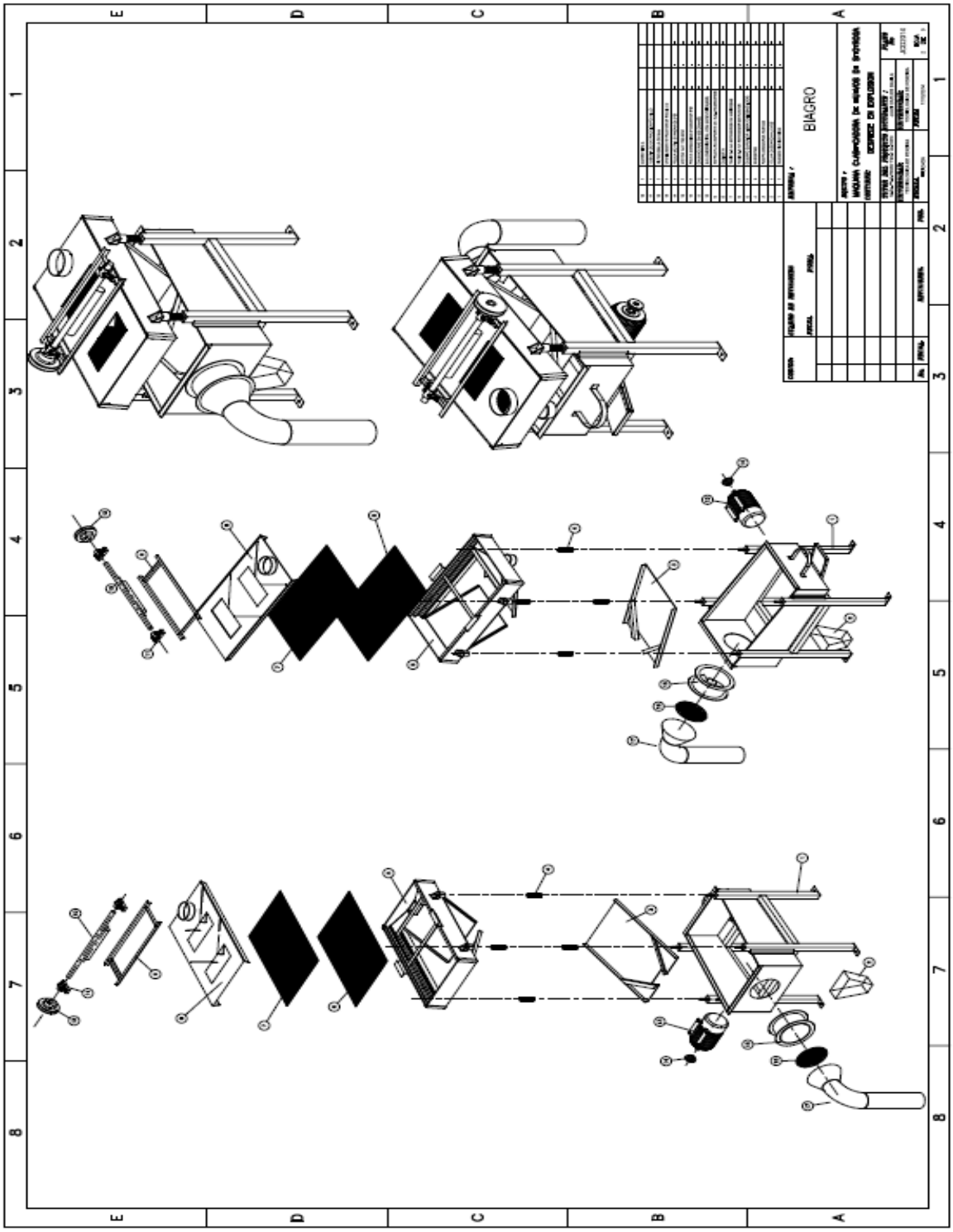
ANEXO F
Planos de máquina clasificadora

Figura A5. Dibujo de conjunto máquina clasificadora



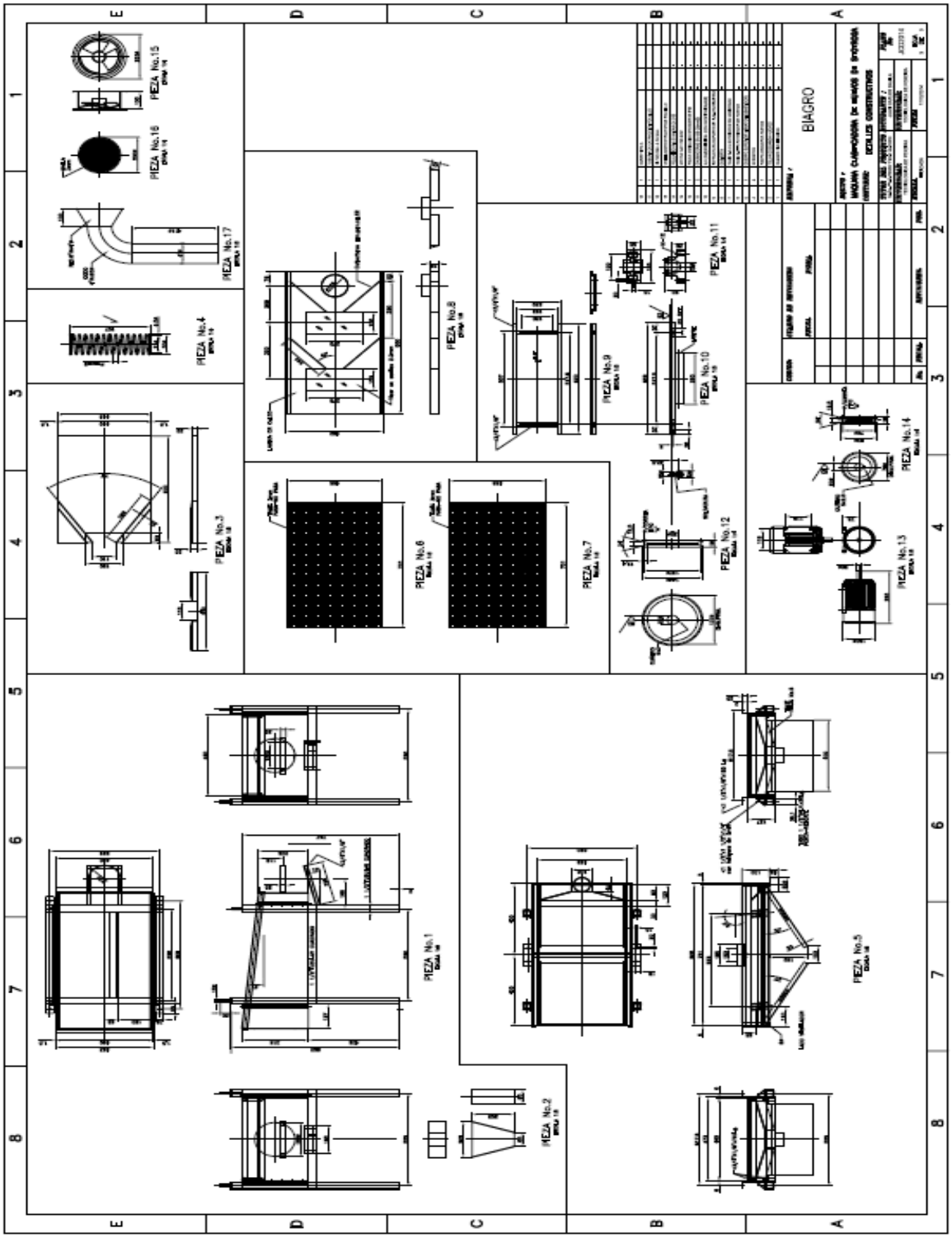
Fuente: Autor

Figura A6. Dibujo de explosión máquina clasificadora



Fuente: Autor

Figura A7. Dibujo de detalle máquina clasificadora



Fuente: Autor

BIBLIOGRAFÍA

[1] QUINTERO R., Héctor Fabio. M. Sc. Ph. D., [Apuntes de clase de Vibraciones Mecánicas], Capítulo 2, Vibraciones Libres, Universidad Tecnológica de Pereira.

[2] QUINTERO R., Héctor Fabio. M. Sc. Ph. D., [Apuntes de clase de Vibraciones Mecánicas], Capítulo 3, Vibración Forzada, Universidad Tecnológica de Pereira.

[3] VANEGAS USECHE, Libardo. M. Sc. Ph. D., [Apuntes de clase de Diseño II], Capítulo 1, Introducción a los Accionamientos de Máquinas, Universidad Tecnológica de Pereira.

[4] VANEGAS USECHE, Libardo. M. Sc. Ph. D., [Apuntes de clase de Diseño I], Capítulo 7, Diseño de Árboles, Universidad Tecnológica de Pereira.

[5] VANEGAS USECHE, Libardo. M. Sc. Ph. D., [Apuntes de clase de Diseño I], Capítulo 5, Cargas variables- teoría de fatiga, Universidad Tecnológica de Pereira.

[6] SHIGLEY, J. E., Manual Diseño Mecánico; Capítulo 10. Resortes Mecánicos. McGRAW-HILL Book Company, 8va edición; pág. 500.

[7] NORTON, Robert L., Diseño de Máquinas, Capítulo 13. Diseño de resortes. [Libro], pág 817

[8] SHIGLEY, J. E., Manual Diseño Mecánico; Capítulo 10. Resortes Mecánicos. McGRAW-HILL Book Company, 4ta edición; pág. 478.

[9] Catálogo NSK No. E1102c.

[10] Norma técnica Colombiana – NTC 1486. Documentación, Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. {En línea} {15 de octubre de 2014} disponible en: (http://recursosbiblioteca.utp.edu.co/OVA2/word.htm).